



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**STANOVENÍ OVLÁDACÍCH MOMENTŮ UZAVÍRACÍ  
KLAPKY**

DETERMINATION OF CLOSING VALVE CONTROL MOMENTS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**David Benda**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Milan Hnízdl, Ph.D.**

**BRNO 2020**



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky  
Student: **David Benda**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Milan Hnízdil, Ph.D.**  
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Stanovení ovládacích momentů uzavírací klapky

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Uzavírací klapky jsou nedílnou součástí potrubních celků. Jejich hlavním úkolem je zajistit nebo zabránit v průchodu používaného média v potrubí. Na trhu existuje celá řada potrubních armatur, ale pro správnou funkci je zapotřebí zvolit vhodný pohon ovládací klapku, ať už elektrický, pneumatický, nebo hydraulický. Klíčovým faktorem při výběru pohonu je krouticí moment, který musí být vynaložen při otevření uzavírací klapky.

### Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je provést rešerši v oblasti uzavíracích klapek. Student by měl nalézt doporučovaný způsob výpočtu kroutícího momentu uzavírací klapky a porovnat jej s naměřenými hodnotami.

### Seznam doporučené literatury:

BOSSERMAN B., ALI A., SCHURAYTZ M.: Butterfly Valves: Torque, Head Loss, and Cavitation Analysis, 2nd ed. Denver, CO: American Water Works Association, 2012. ISBN 978-1-58321-879-2.

SHIGLEY J., MISCHKE Ch., BUDYNAS R.: Konstruování Strojních Součástí. Vyd. 6. Brno, VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

KINEVA, Uzavírací Klapky 4x Excentrická, katalogový list, Průmyslové armatury - MPR valves s.r.o., <https://docplayer.cz/34846729-Uzaviraci-klapky-4x-excentricka-dn65-az-2500-pn2-5-az-pn160-class-150-az-class-900.html>

ROČEK, J.: Průmyslové Armatury. Vyd. 1. Informatorium, Praha, 2002, ISBN: 859-4-315-0120-6

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá výpočtem točivého momentu na výstupní hřídeli čtyř excentrické uzavírací klapky a experimentálním měřením tohoto točivého momentu na skutečně vyrobených armaturách. Úvodem práce je provedena stručná rešerše, jejímž účelem je popsat základní součásti uzavírací klapky, její výrobní varianty vyosení disku, případně typy připojení armatur k potrubím. V hlavní části jsou popsány dílčí točivé momenty vyskytující se na jednotlivých komponentech. Následují data z provedeného měření a na závěr jsou porovnány získané výsledky.

## **Abstract**

This bachelor thesis deals with the calculation of the torque on the output shaft of the four-concentric butterfly valves and experimental measurement of this torque on real manufactured valves. At the beginning is carried out a brief research, the purpose describe the basic components of the butterfly valves, its production variants of the offset disc, eventually types of fittings to piping. The main part describes the partial torque occurring on the individual components. Following data from the performer measurement and at the end are compared obtained results.

## **Klíčová slova**

čtyř excentrická uzavírací klapka, kroutící moment, měření kroutícího momentu, armatura

## **Key words**

four eccentric butterfly valve, torque, torque measurement, fittings

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BENDA, David. *Stanovení ovládacích momentů uzavírací klapky*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124367>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 68 s. Vedoucí práce Milan Hnízdil

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Stanovení ovládacích momentů uzavírací klapky vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

-----  
Datum

-----  
Jméno a příjmení

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Milanu Hnízdilovi, Ph.D. za poskytnuté rady při vedení práce. Rovněž velké poděkování patří panu Ing. Tomáši Maarovi, který mi poskytl cenné rady při řešení praktické i výpočtové části. Poděkování patří rovněž celé společnosti MPR Valves s.r.o., ve které bylo provedeno experimentální měření na skutečně vyrobených uzavíracích klapkách.

# OBSAH

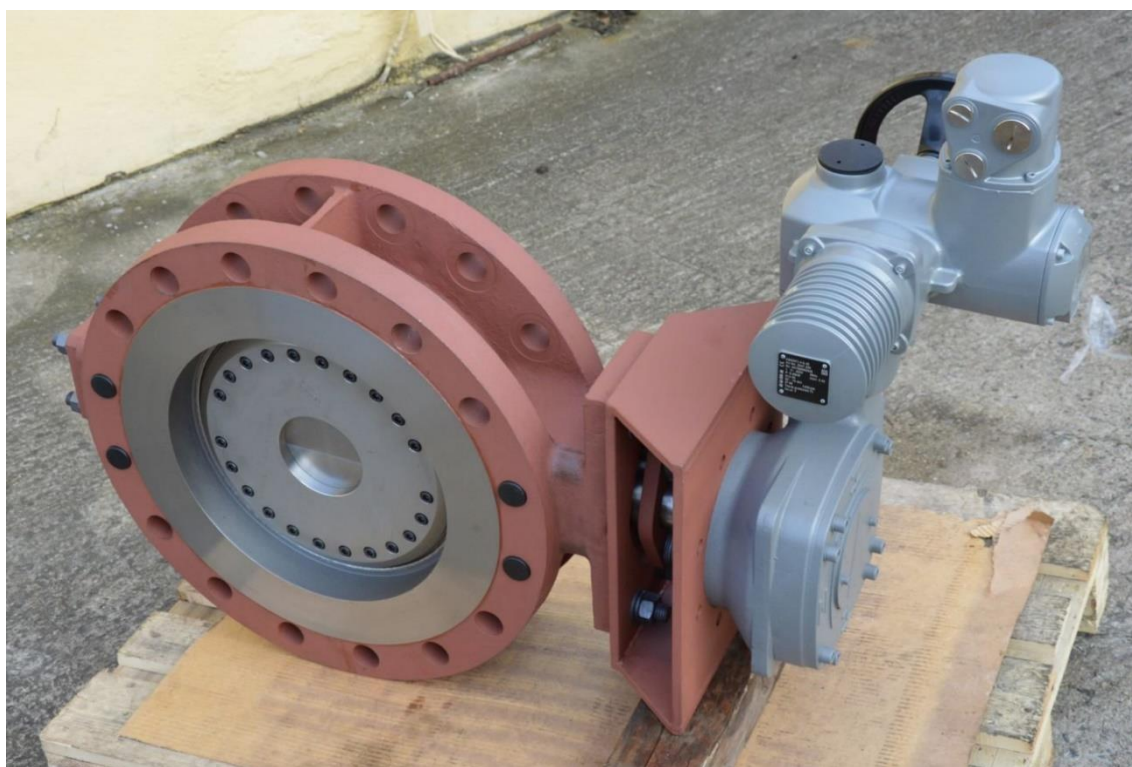
ÚVOD .....	11
1 Stručná charakteristika uzavírací klapky .....	12
2 Detailní popis jednotlivých součástí .....	14
2.1 Těleso .....	14
2.2 Disk .....	15
2.3 Hřídel.....	15
2.4 Konzole .....	16
3 Popis excentrického vyosení disku .....	19
3.1 Symetricky ustavený disk .....	19
3.2 Jedenkrát vyosený disk .....	20
3.3 Dvakrát vyosený disk.....	20
3.4 Tříkrát vyosený disk.....	21
3.5 Čtyřikrát vyosený disk .....	22
4 Rozdělení uzavíracích armatur dle napojení na potrubní vedení.....	23
4.1 Klapka v provedení Wafer .....	24
4.2 Klapka v provedení Lug.....	25
4.3 Klapka v provedení Butt welded ends .....	26
4.4 Klapka v provedení Double flange .....	27
5 Vztahy pro určení kroutícího momentu .....	28
5.1 Celkový uzavírací a otevírací moment.....	28
5.2 Moment způsobený vyosením disku .....	29
5.3 Moment v ložiscích .....	31
5.4 Moment v ucpávce .....	33
5.5 Moment v sedle disku .....	35
5.6 Dynamický moment.....	36
6 Analytický výpočet kroutících momentů.....	38
6.1 Základní parametry počítané armatury .....	38
6.2 Výpočet talířové pružiny .....	39
6.3 Výpočet jednotlivých momentů .....	43
6.4 Zhodnocení získaných dat.....	46
7 Praktické měření .....	48
7.1 Příprava pracoviště.....	48
7.2 Měření otevíracího momentu .....	49
7.3 Zpracování získaných dat z měření.....	51
7.4 Ověření převodového faktoru převodovky .....	52

7.5	Výsledky měření.....	54
8	Porovnání získaných hodnot .....	56
	ZÁVĚR.....	58
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	59
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	62
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	66
	SEZNAM TABULEK.....	67
	SEZNAM PŘÍLOH .....	68

# ÚVOD

S potrubní armaturou přichází člověk v dnešní době ke každodennímu kontaktu. Jedná se například o vodovodní baterii na umyvadle, ve sprchovém koutu, ale i prakticky veškeré vodovodní rozvody v domácnosti jsou tvořeny několika potrubními armaturami. Ovšem uzavírací potrubní klapky bychom v domácnostech hledali většinou marně. Jejich primární použití je ve velkých provozech, kde je zapotřebí přepravovat buď velké množství potrubního média (kapaliny, plyny), nebo přepravu média provádět za mnohem většího tlaku.

Tato bakalářská práce se zabývá právě zmíněnými uzavíracími klapkami určenými pro průmyslové použití. Rozměry těchto armatur se obvykle pohybují v řádech od 50 mm až do 2000 mm ve vnitřním průměru dle požadované světlosti potrubí (viz Obrázek 0.1). Cílem bakalářské práce je stanovení kroutícího momentu na výstupní hřídeli, který je zapotřebí vyvinout pro otevření uzavírací klapky. Kroutící moment je důležitý parametr při volbě ovládacího segmentu, jež může být například tvořen ruční pákou, elektrickým, hydraulickým nebo pneumatickým mechanismem. V rámci bakalářské práce nebude řešen celý návrh těchto potrubních armatur.



Obrázek 0.1: Finální podoba uzavírací klapky s elektrickým pohonem určená pro expedici [1].

# 1 Stručná charakteristika uzavírací klapky

Uzavírací klapka je svým provedením poměrně jednoduché zařízení, jehož uplatnění nalezneme v mnoha průmyslových odvětvích. Uzavírací klapka má malou stavební délku, relativně malou hmotnost a malé hydraulické odpory v porovnání s klasickým kulovým ventilem [2]. Princip činnosti klapky je založen na natáčení vnitřního disku (velmi často rovněž označován jako talíř) měnící úhel natočení od 0° (pozice zavřeno) do 90° (pozice otevřeno).

Hned na počátku je nutné zmínit, že samotná uzavírací klapka neslouží k regulaci průtokového média, ale pouze k plnému otevření nebo úplnému uzavření disku. Důvodem je jednodušší provedení konstrukce a cena zařízení oproti regulační klapce používané na regulaci průtoku proudícího média. Na uzavíracích klapkách se tedy nestanovují průtokové pracovní charakteristiky v závislosti na úhlu natočení disku, ale pouze se udává jmenovitý průtokový součinitel  $K_{vs}$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] značící, jaký objem vody proteče přes klapku při maximálním natočení disku, teplotě od 5 do 40 °C a rozdílu tlaku 1 bar před a za klapkou [3] [4]. Hodnoty  $K_{vs}$  pro uzavírací klapky lze najít prakticky v každém katalogu výrobce (viz Tabulka 1.1). V literatuře se někdy vyskytuje jmenovitý průtokový součinitel také pod označením  $C_{vs}$  [US Gallon/min]. Jedná se o stejnou veličinu, ale v angloamerické jednotce.

Pro stanovení objemového průtoku média při určitém úhlu natočení disku (viz Obrázek 1.1) se využívá průtokový součinitel  $K_v$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ], který má stejnou jednotku i parametry používání jako jmenovitý průtokový součinitel  $K_{vs}$ . Rovněž je zaveden zmíněný součinitel  $K_v$  i v angloamerické jednotce pod označením  $C_v$  [US Gallon/min] [3]. Přestože rozměry a jednotky jsou u každé veličiny rozdílné, platí [5] mezi nimi přepočtení vztahy:

$$K_v = 0,86 \cdot C_v \quad (1.1)$$

$$C_v = 1,16 \cdot K_v \quad (1.2)$$

Definiční vztah [4] pro získání průtokového součinitele:

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta p_{K_v}}{\Delta p}\right) \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_w}\right)} \quad (1.3)$$

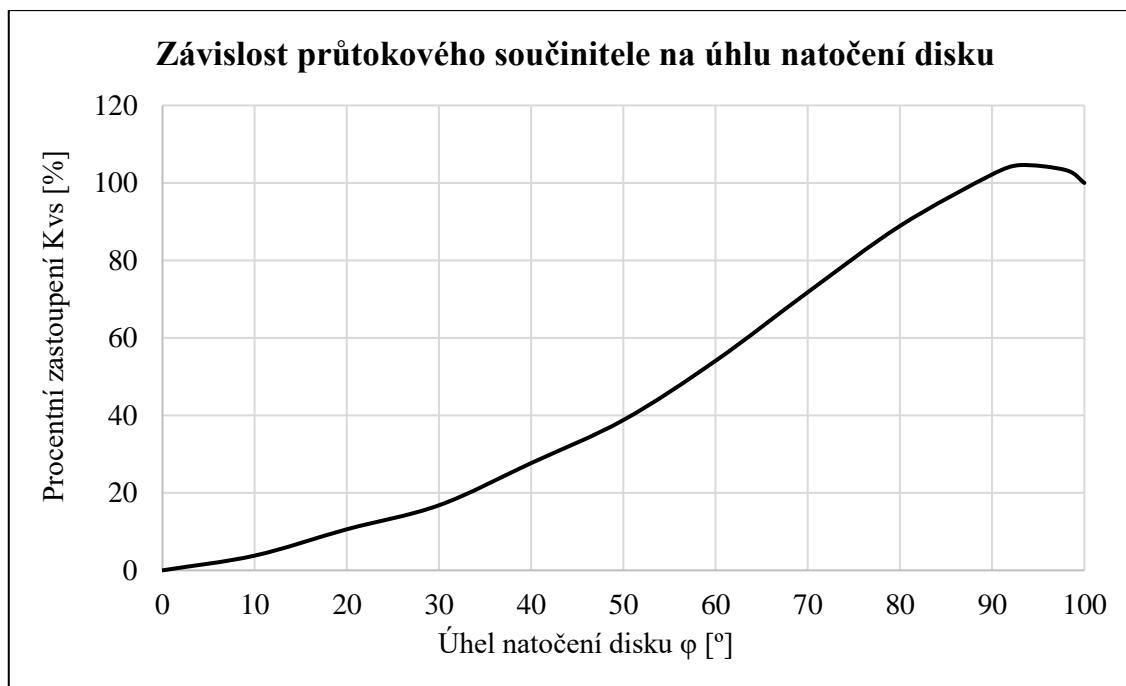
$Q$ [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	naměřený objemový průtok
$\Delta p_{K_v}$ [Pa]	statická tlaková ztráta přes armaturu o hodnotě $10^5$ Pa (1 bar)
$\Delta p$ [Pa]	naměřená statická tlaková ztráta na armatuře
$\rho_w$ [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	hustota vody o hodnotě $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$
$\rho$ [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	hustota proudící tekutiny

Vzorec (1.3) uvažuje turbulentní proudění tekutiny bez kavitací, kdy je světlost armatury (DN) stejná jako světlost potrubí [4].



DN	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500
$K_{vs}$ [ $m^3/h^{-1}$ ]	251	418	652	1425	2451	3718	5120	7290	9986	12090

Tabulka 1.1: Hodnoty jmenovitého průtoku v závislosti na světlosti armatury (pro čtyř excentrické uzavírací klapky) [6]



Obrázek 1.1: Obecný tvar závislosti průtokového součinitele na úhlu natočení disku, převzato a upraveno od výrobce MPR Valves s.r.o. s využitím [7].

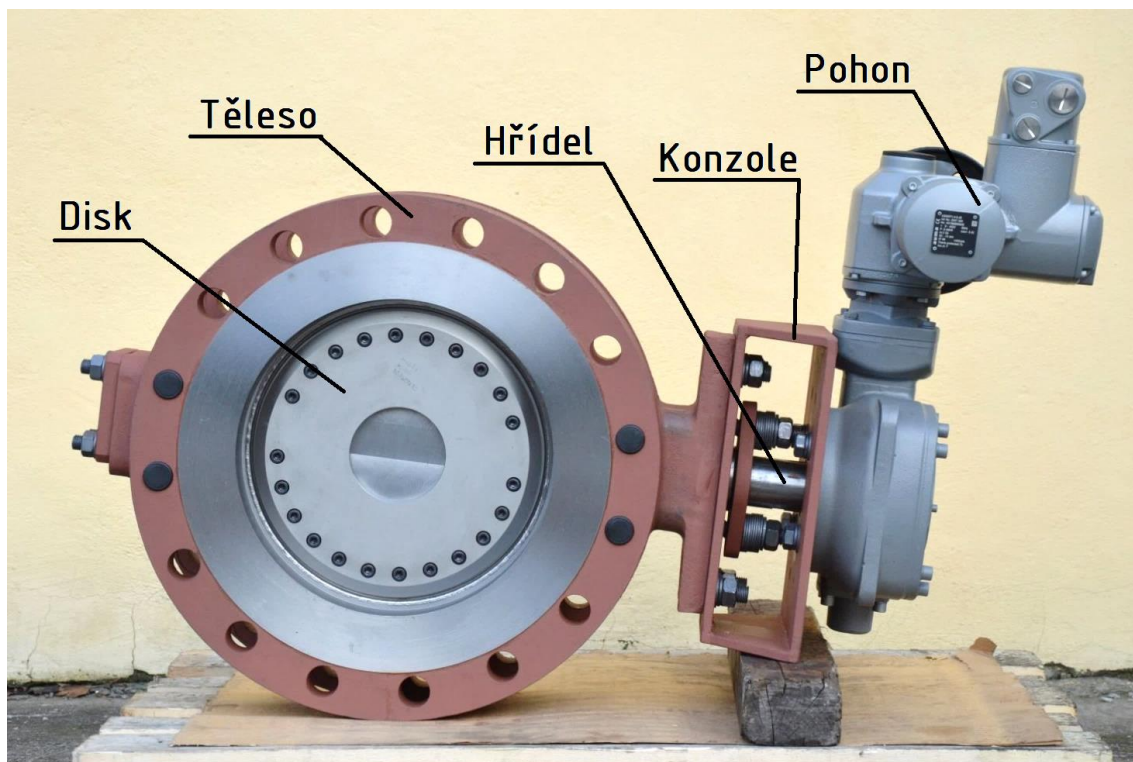
Další hlavní parametry, kterými je uzavírací klapku možné charakterizovat, jsou rozměr DN (z anglického překladu Diameter Nominal) značící světlost potrubí dle normy ČSN EN ISO 6708 [8], tlaková řada PN (z anglického překladu Pressure Nominal) udávající jmenovitý provozní tlak v potrubí dle normy ČSN 13 0010 [9]. Mezi další specifikace klapky patří provozní teplota, provozní médium a případně jiné parametry. Dle požadavků montáže je nutné zvolit správný typ provedení armatury, který se liší svým připojením k potrubí [10]. Podrobnější popis těchto připojení uvádí kapitola 4. Ovládací pohon je připojen k uzavírací klapce pomocí konzole, v níž jsou vytvořeny otvory dle ČSN EN ISO 5211 [11] na přichycení pohonu.

Příklad označení uzavírací klapky se světlostí DN 200 v tlakové řadě PN 16, typem připojení Wafer se stavební délkou v provedení typu 108 [12].

DN 200	-	PN 16	-	WAFER	-	FTF 108
světlost potrubí		tlaková řada		typ připojení		stavební délka

## 2 Detailní popis jednotlivých součástí

Celá uzavírací klapka se skládá z několika součástí členících se do pěti velkých skupin (viz Obrázek 2.1). Jejich popis je uveden v následujících kapitolách 2.1 až 2.4. Kompletní soupis všech součástí použitých na armaturu zahrnuje kusovník (Tabulka 2.1). Pohonná jednotka není do popisu zařazena, protože se jedná o zakoupený sestavený celek.



Obrázek 2.1: Popis základních skupin uzavírací klapky, převzato z [1] a upraveno.

### 2.1 Těleso

Hlavní součástí celé potrubní armatury je těleso (Obrázek 2.2 - Pozice 1) spojující jednotlivé díly a vytvářející takzvané „tělo“ (odtud převzatý pojem „těleso“). Polotovarem pro výrobu tělesa může být odlitek při velkosériové výrobě, případně výpalek v malosériové nebo kusové výrobě. V ojedinělých případech se může jednat o výkovek a případně svařenec.

Materiál tělesa se liší podle metody, kterou je následně zpracováván (obráběn, svařován atd.). Dalším a velmi důležitým kritériem pro výběr materiálu je samotné použití klapky. Rozdílný materiál je použit, pokud uzavírací klapkou proudí spaliny, voda nebo hořlavé kapaliny. Výběr vhodného materiálu je dán zákaznickými požadavky, ať už přímo, nebo po konzultaci s konstruktérem a technologem. Finální rozhodnutí je výsledkem dané situace a zkušeností realizační firmy.

Popis následujících rozměrů a provozu uzavírací klapky bude popsán na nejpoužívanějším provedení typu „Lug“. Těleso můžeme zjednodušeně rozdělit na válec a dva krky. Dle normy ČSN EN 1092-1 [13] obsahující rozměry připojovacích přírub, je možné určit vnější průměr válce, vnitřní průměr válce tělesa (světlost potrubí), rozměr připojovacích závitů, roztečnou kružnici závitů a jejich úhlovou rozteč. Tloušťka tělesa (stavební délka) je dána dle normy ČSN EN 558 [12] a liší se podle provedení uzavírací klapky.

## 2.2 Disk

Součást povolující, respektive zabraňující v průchodu proudícího média se nazývá disk (Obrázek 2.2 - Pozice 2). Poloha disku je zajištěna pomocí hřídele procházející otvorem v disku. Kroutící moment z disku na hřídel je přenášen pomocí těsného pera (Obrázek 2.2 - Pozice 34). Disk se pohybuje v úhlovém rozmezí od 0° (pozice zavřeno) do 90° (pozice otevřeno).

Na disku je uložen těsnicí kroužek (Obrázek 2.2 - Pozice 4), jehož úkolem je zatěsnit celou uzavírací klapku. Kroužek je vyroben dle požadavků z materiálu PTFE (polytetrafluoretylen – rovněž známý pod názvem teflon), případně z nerezové oceli. Pod těsnicí kroužek je vkládáno rovněž těsnění (Obrázek 2.2 - Pozice 15) z důvodu utěsnění plochy mezi tělem disku a přírubou disku (Obrázek 2.2 - Pozice 3). Umístění a zajištění polohy těsnění se provádí pomocí příruby, která se spojuje s diskem pomocí několika šroubů s vnitřním šestihranem DIN 912.

## 2.3 Hřídel

Hřídel (Obrázek 2.2 - Pozice 6) zajišťuje otáčivý pohyb disku v armatuře. Tedy přenáší kroutící moment od pohonu, k již zmíněnému disku. Hřídel je uložena ve dvou kluzných ložiscích (Obrázek 2.2 - Pozice 7,8) zasunutých v otvoru tělesa. Délka kluzných ložisek je navrhována v maximální možné délce kvůli rozložení zatížení od tlaku média působící na disk. Utěsnění hřídele se provádí pomocí grafitové ucpávkové šňůry [6] (Obrázek 2.2 - Pozice 17).

Pro zatěsnění hřídele se ucpávka stlačuje pomocí podložky pod třmenem (Obrázek 2.2 - Pozice 11). Na podložku tlačí třmen (Obrázek 2.2 - Pozice 10) pohybující se po dvou zavrtaných šroubech DIN 976-1 (Obrázek 2.2 - Pozice 28). Pomocí talířových podložek DIN 2093 (Obrázek 2.2 - Pozice 32) a dotahováním matic (Obrázek 2.2 - Pozice 33) se vyvíjí na třmen tlak, který se přenáší přes podložku až na ucpávku. Stlačené talířové pružiny vyvíjí neustálý tlak i při kolísání tlaku proudícího média, což vytváří potřebný těsnicí účinek při provozu uzavírací klapky.

Hřídel vystupuje na vrchní straně přes těleso až nad konzoli, kde je zakončena obvykle dvěma drážkami pro těsná pera DIN 6885 sloužící pro přenos kroutícího momentu z pohonu na hřídel. Na spodní straně hřídele je těsně před zakončením vysoustružen zápich, do něhož se vkládá pojistný kroužek s pojistkou (Obrázek 2.2

- Pozice 14, 13). Spojením pojistky a pojistného kroužku vznikne spoj bránící posunu hřídele ve směru osy y. Hřídel je tím zajištěna proti nebezpečnému vystřelení z tělesa, ke kterému může dojít při parametrech neodpovídajících návrhu (nevhodné médium, vyšší tlak a teplota).

## 2.4 Konzole

Spojovací článek mezi tělesem a pohonem, případně převodovkou se nazývá konzole (Obrázek 2.2 - Pozice 12). Polotovarem na výrobu je do požadovaného tvaru obvykle ohýbaný, respektive lisovaný výpalek z plechu. Konzole může být z jednoho nebo dvou kusů.

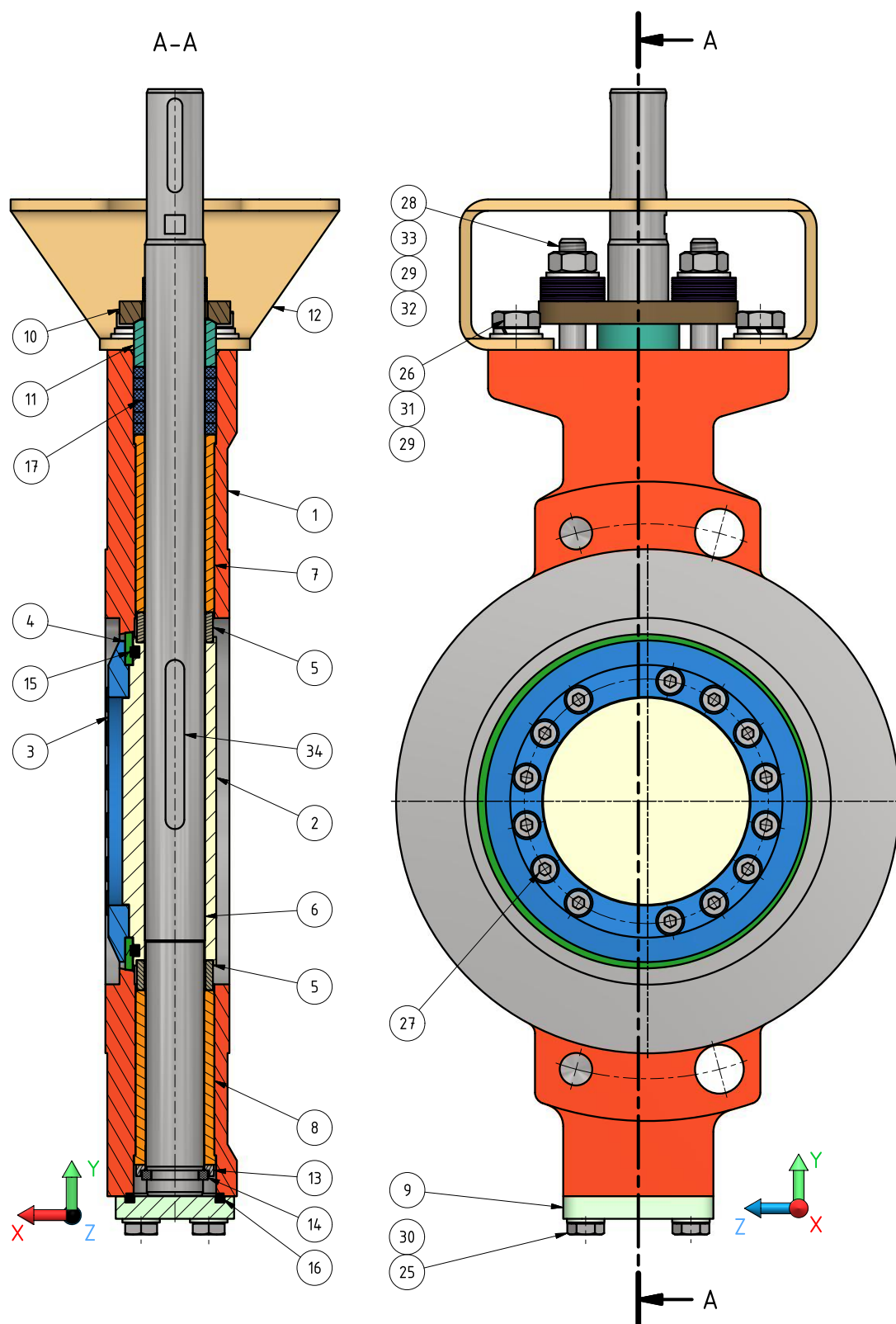
Spojení mezi tělesem a konzolí je realizováno pomocí čtyř šestihranných šroubů DIN 933 (Obrázek 2.2 - Pozice 26), které se zašroubovávají do předem vyřezaných závitů v tělese. Jako zábrana proti povolení jsou pod šrouby použity pružné podložky DIN 127 (Obrázek 2.2 - Pozice 31).

Na opačné straně konzole jsou dle normy ČSN EN ISO 5211 [11] vypáleny požadované otvory dle typu připojení pohonu. Norma udává počet připojovacích otvorů, jejich rozteč, průměr i roztečnou kružnici. Rovněž norma specifikuje přibližný krouticí moment, který lze na daném typu připojení vyvinout.

Při nákupu pohonu se musí následně zákazník řídit daným typem připojení, aby bylo možné zakoupený pohon vůbec ke konzoli připojit. Je nutné zmínit, že i pohon dle daného připojení nesmí přesáhnout povolenou hodnotu krouticího momentu uvedenou v normě, jinak by mohlo dojít k deformaci navrhnuté konzole a v krajním případě i k deformaci hřídele.

Č.P.	Vyráběné díly		Počet kusů
1	Těleso		1
2	Disk		1
3	Příruba disku		1
4	Těsnění uzávěru		1
5	Distanční kroužek		2
6	Hřídel		1
7	Ložisko horní		1
8	Ložisko dolní		1
9	Víko		1
10	Třmen		1
11	Podložka třmenu		1
12	Konzole		2
13	Pojistka		1
14	Pojistný kroužek		2
	<b>Nákupní díly</b>		
15	Těsnění disku		1
16	Těsnění víka		1
17	Ucpávková šňůra		6
	<b>Normalizované díly</b>	<b>Norma – Rozměr</b>	
25	Šestihranný šroub	DIN 933 - M10 x 25	4
26	Šestihranný šroub	DIN 933 - M14 x 25	4
27	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M8 x 12	14
28	Závrtný šroub	DIN 976-1 - M14 x 70	2
29	Podložka	DIN 125 - A 15	6
30	Podložka	DIN 125 - A 10,5	4
31	Pružná podložka	DIN 127 - A 14	4
32	Talířová pružina	DIN 2093 - 40 x 20,4 x 2,5	16
33	Šestihranná matice	DIN 934 - M14	2
34	Těsné pero	DIN 6885 - A10 x 8 x 90	1

Tabulka 2.1: Kusovník použitých dílů na uzavírací klapce.



Obrázek 2.2: Schéma uzavírací klapky s jednotlivými pozicemi v provedení Wafer.

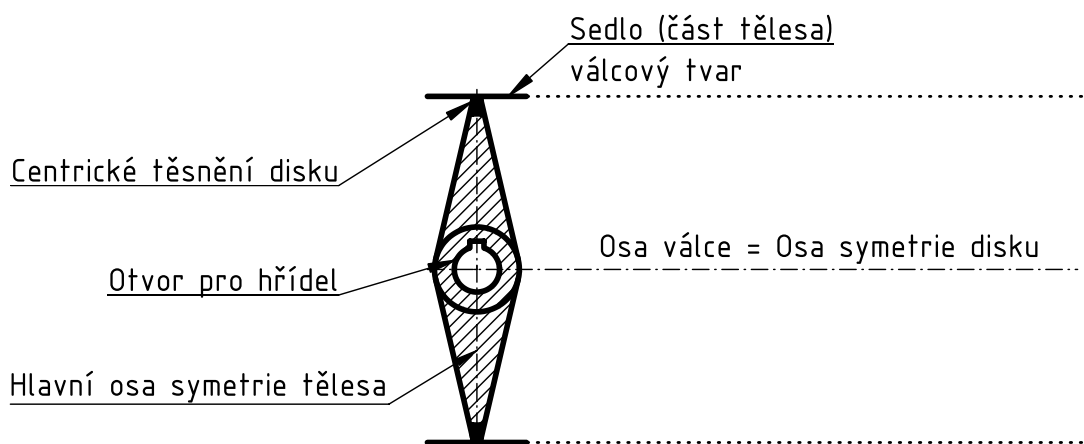
### 3 Popis excentrického vyosení disku

U uzavíracích klapek je určitým problémem jejich těsnost. Otáčející se disk (Obrázek 2.2 - Pozice 2) dosedá do sedla, jež je součástí tělesa (Obrázek 2.1 - Pozice č.1). Disk je opatřen těsněním (Obrázek 2.2 – Pozice 4) kopírující tvar dosedací části sedla, lišící se dle vyosení disku. Jednotlivé ukázky vyosení disku lze rovněž najít v normě ČSN EN 593 [10]. Podrobnější detaily vyosení disku jsou popsány níže v textu.

#### 3.1 Symetricky ustavený disk

Při tomto provedení prochází hřídel hlavní osou symetrie tělesa i osou symetrie disku (Obrázek 3.1). Geometrie disku včetně centrického těsnění jsou vůči tělesu symetrické stejně jako dosedací plochy sedla válcového tvaru. Výhodou tohoto uspořádání je možný provoz klapky v obou směrech natočení disku. Možný úhel natočení se tedy zvětší z intervalu  $0^\circ$  až  $90^\circ$  na interval  $-90^\circ$  až  $90^\circ$ .

Při utěsňování disku je nutné dbát zvýšené pozornosti, jelikož hřídel zasahuje do oblasti centrického těsnění a sedla. Proto je velmi obtížné tyto plochy mezi sebou utěsnit. I přesto je však klapka se symetricky ustaveným diskem jednou z nejčastěji vyráběnou variantou ve světě. Armatura se nejvíce uplatňuje na rozvody topné a chladicí vody v budovách (obvyklá světlost DN 50 až DN 300), případně na beztlaká média jako jsou spaliny nebo téměř beztlaký proud vzduchu.

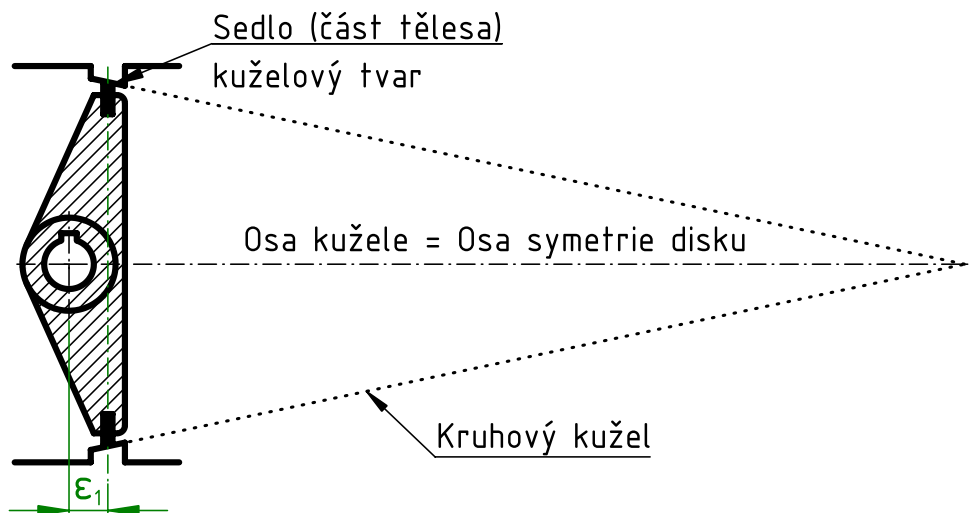


Obrázek 3.1: Symetricky ustavený disk, inspirováno dle [14].

### 3.2 Jedenkrát vyosený disk

Jednoduché vyosení disku (Obrázek 3.2) odstraňuje předcházející problém s utěsněním hřídele v symetrickém uspořádání. Hřídel prochází stejně jako v předešlém případě osou symetrie disku, což již neplatí pro dosedací plochy sedla, které jsou posunuty o hodnotu  $\varepsilon_1$  (zelená barva) od hlavní osy symetrie tělesa. Tvar sedlové plochy i těsnění uzávěru již není válcového, ale kuželového tvaru.

Výhodou tohoto provedení je zvýšení těsnosti. Uzavírací klapka s jednoduchým vyosením disku se využívá pro menší až střední tlaky proudícího média do cca 50 bar v závislosti na tlakové řadě a světlosti potrubí.

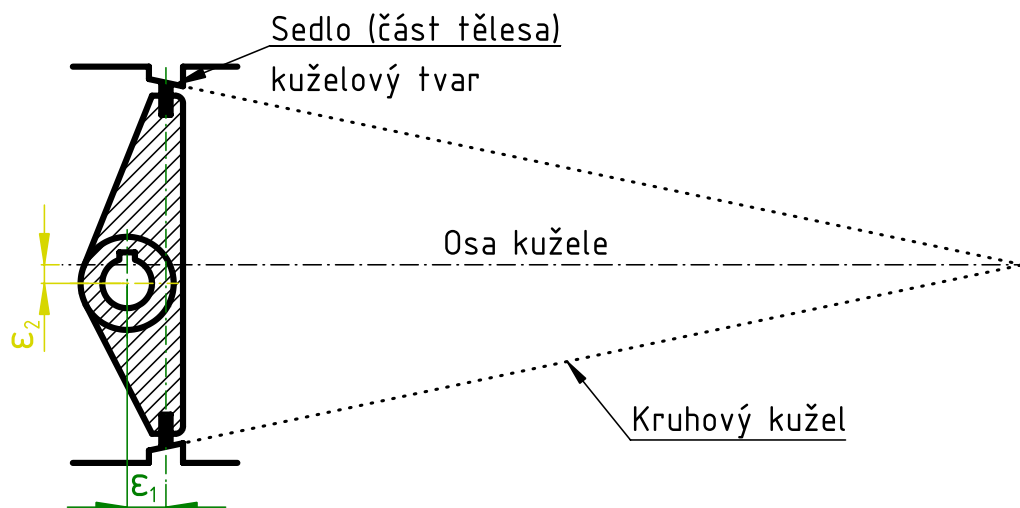


Obrázek 3.2: Jedenkrát vyosený disk, inspirováno dle [14].

### 3.3 Dvakrát vyosený disk

Dvojitě vyosený disk (Obrázek 3.3) se vyznačuje téměř stejnými vlastnostmi jako varianta jednoduchého vyosení disku. Osa kužele sedlové plochy již není totožná s osou symetrie disku. Další posunutí hřídele o hodnotu  $\varepsilon_2$  (žlutá barva) od osy kužele zajišťuje využití tlaku média při uzavírání nebo otevírání v závislosti na kladné nebo záporné hodnotě  $\varepsilon_2$ . Vlivem tlaku a zmíněného vyosení vzniká moment, který bude popsán a využit ve výpočtové části této bakalářské práce (viz kapitola 5.2). Klapky s dvojitě vyoseným diskem lze již použít na vysokotlaké aplikace.



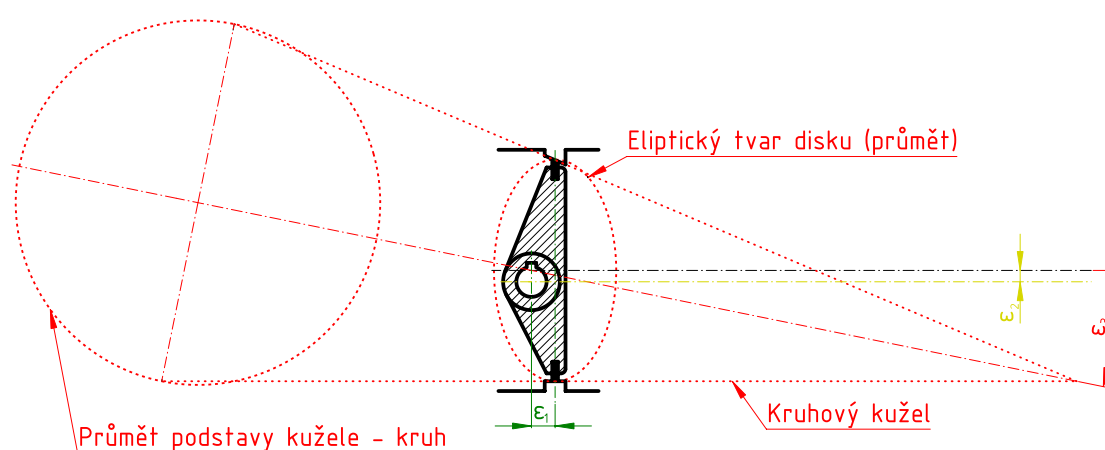


Obrázek 3.3: Dvakrát vyosený disk, inspirováno dle [14].

### 3.4 Tříkrát vyosený disk

Uzavírací klapka s trojitým vyosením disku se používá na nejnáročnější aplikace s vysokotlakým médiem, jež může pracovat za vysoké teploty. Geometrie excentricity disku je převzata z předcházejících provedení, a navíc je ještě posunuta o středový úhel  $\epsilon_3$  (červená barva) kruhového kužele. Tvar geometrie sedla již není v tomto případě kružnice, ale elipsa vznikající seříznutím kruhového kuželu. Obrázek 3.4 ilustruje červený kužel s průmětem podstavy (tvar kruhu) včetně průmětu disku (tvar elipsy).

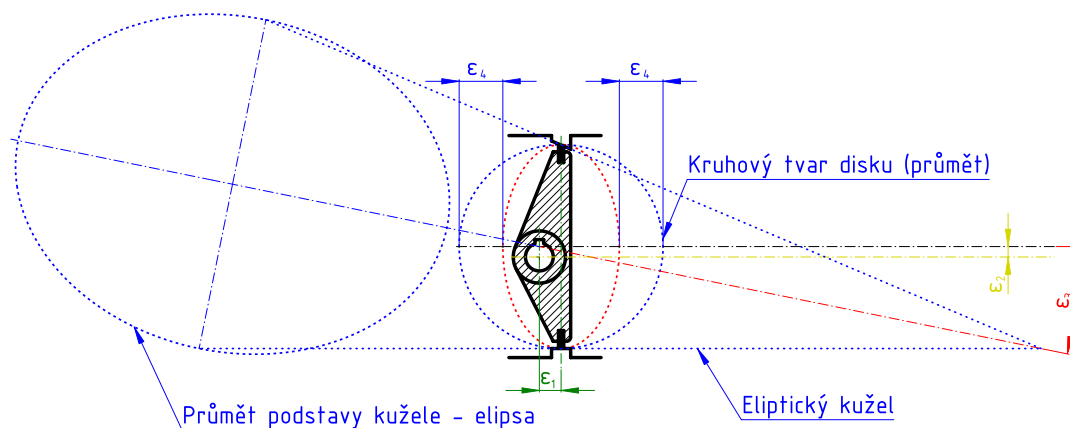
Značnou výhodou tohoto vyosení je snížení tření mezi sedlem a těsněním při natáčení disku. Ke kontaktu mezi zmíněnými součástmi dochází pouze při otevření nebo uzavření armatury.



Obrázek 3.4: Tříkrát vyosený disk, inspirováno dle [14].

### 3.5 Čtyřikrát vyosený disk

Speciální případ uzavírací klapky se skládá z dalšího vyosení disku, kterým je nahrazení kužele s kruhovou podstavou za kužel s eliptickou podstavou. Tento kužel se navrhuje tak, aby vznikl v místě disku kruhový tvar sedlové plochy seříznutím kužele při daném natočení o úhel  $\varepsilon_3$ . Disk a těsnění uzávěru se tedy vyrábí stejně jako otvor tělesa v kruhovém provedení, což značně usnadňuje jeho výrobu i montáž.



Obrázek 3.5: Čtyřikrát vyosený disk, inspirováno dle [14].

## 4 Rozdělení uzavíracích armatur dle napojení na potrubní vedení

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1, tak se uzavírací klapky vyznačují malou stavební délkou, která ale nemusí být pro danou světlost a tlakovou řadu armatury vždy stejná. Stavební délka FTF (z anglického doslovného překladu „Face to Face“) uzavírací klapky se určuje dle normy ČSN EN 558 [12] a liší se dle daného provedení (viz Tabulka 4.1).

Napojení některých přírub se provádí i různoběžně, což není případem uzavíracích armatur, kde jsou příruby vždy naproti sobě. V případě úhlového natočení uvádí norma ještě stavební délku CTF (z anglického doslovného překladu „Centre to Face“) [12]. Základní výrobní provedení armatur stavební délky FTF jsou dále popsány.

Stavební délky – FTF (uvedeno v milimetrech)				
DN	PN 10-PN 16	PN 25-PN 40	PN 10-PN 40	PN 10-PN 40
	Lug, Wafer	Lug, Wafer	Double flange	Butt welded ends
	řada - 108	řada - 109	řada – 13	řada - 14
50	-	-	108	150
65	-	-	112	170
80	48	48	114	180
100	54	54	127	190
125	-	-	140	200
150	57	59	140	210
200	64	73	152	230
250	71	83	165	250
300	81	92	178	270
350	92	117	190	290
400	102	133	216	310
450	114	149	222	330
500	127	159	229	350
600	154	181	267	390
700	-	-	292	430
800	-	-	318	470
900	-	-	330	510
1000	-	-	410	550
1200	-	-	470	630
1400	-	-	530	710
1600	-	-	600	790
1800	-	-	670	870
2000	-	-	760	950

Tabulka 4.1: Nejpoužívanější stavební délky – FTF, převzato a upraveno z [12].

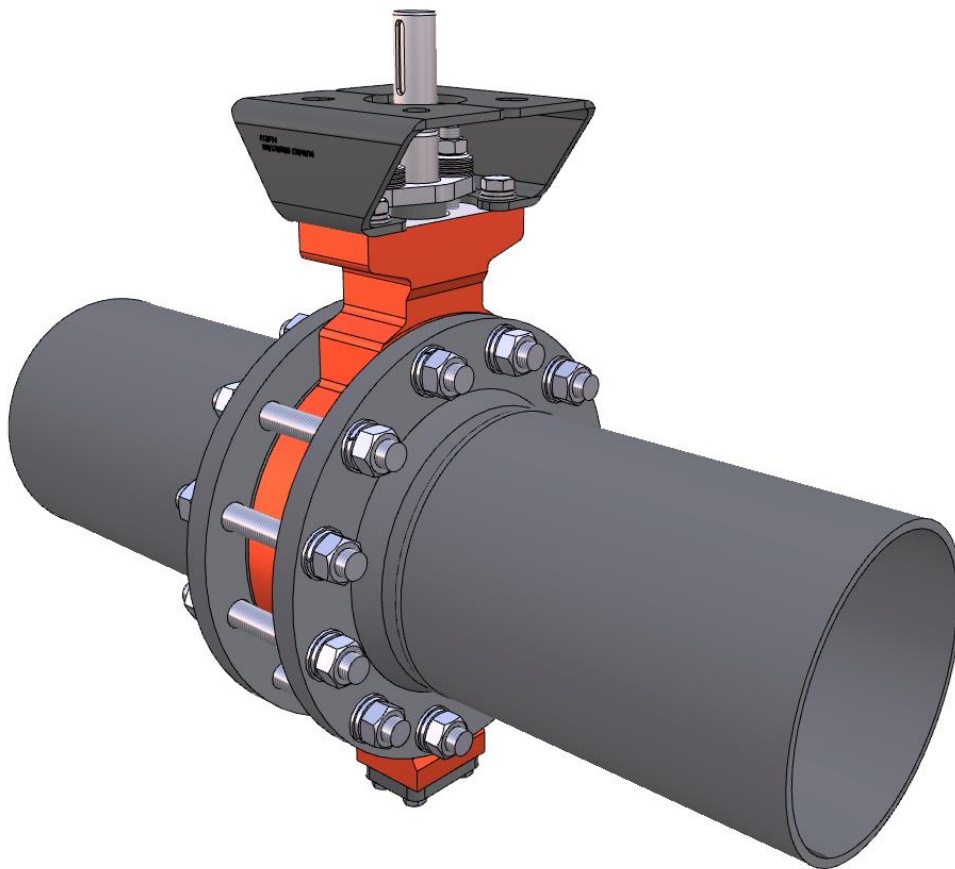
## 4.1 Klapka v provedení Wafer

Uzavírací klapka v provedení Wafer [6] je při montáži vkládána mezi dvě příruby (Obrázek 4.1) o rozměrech uvedených v normě ČSN EN 1092-1 [13]. Tyto příruby jsou napojeny (obvykle přivařeny) na požadované potrubí.

Vložená klapka je navržena tak, že její vnější obvodová kružnice představuje průměr kružnice těsnicí lišty na připojované přírubě. Spojení klapky a příruby je provedeno pomocí šroubů se šestihrannou hlavou DIN 933, respektive závitových tyčí DIN 975. Šrouby nebo závitové tyče jsou prostrčeny skrz otvory jedné i druhé příruby a následně dotaženy pomocí šestihranných matic DIN 934 (Obrázek 4.1).

Klapka v provedení Wafer buď nemá žádné otvory pro procházející montážní šrouby, nebo pouze jen u krku samotného tělesa, kde by bez použití průchozích otvorů, respektive závitových otvorů nebylo možné dodržet minimální tloušťku mezi výstupní hřídelí a tělesem. Tloušťka je navržena a předepsána pro každou tlakovou řadu zvlášť.

Polotovarem tělesa je odlitek. V případě kusové nebo malosériové výroby se jedná o dále obráběný výpalek. Výhodou tohoto provedení je nízká hmotnost, z čehož plyne zjednodušená manipulace při montáži a rovněž i nižší cena. Klapka v provedení Wafer neumožňuje demontáž potrubí za klapkou během provozu. Je nutné odstavit celý tlakový okruh, aby nebyla armatura při odpojování potrubí zatěžována tlakem.



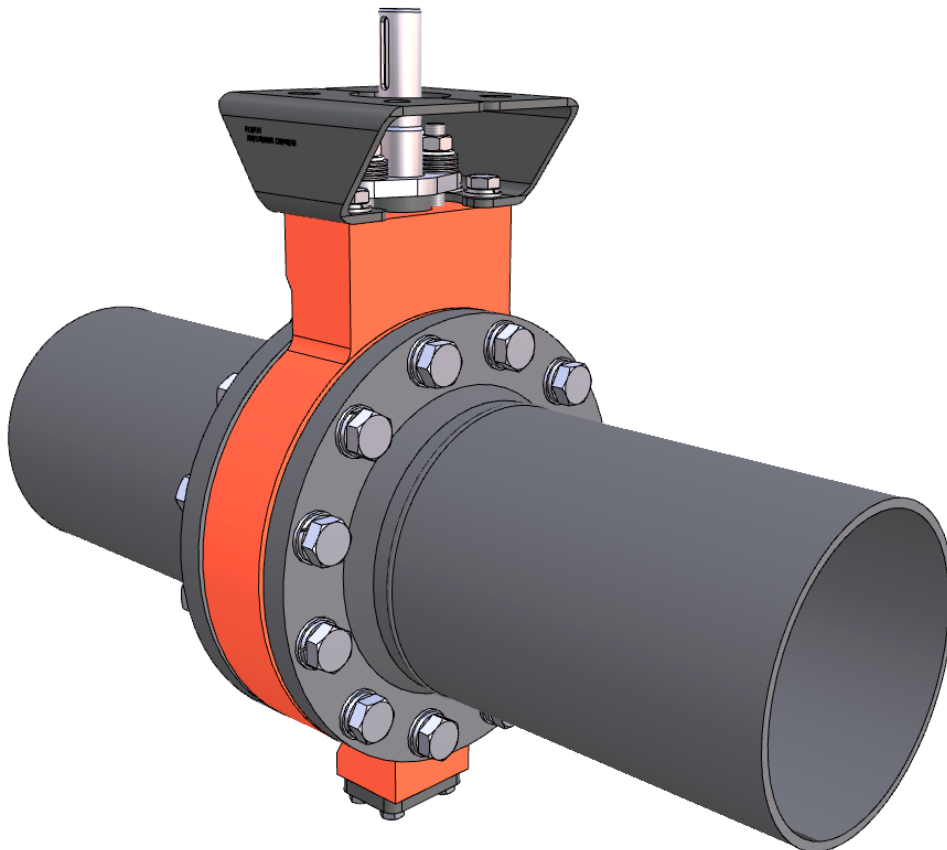
Obrázek 4.1: Klapka v provedení Wafer uchycena k potrubí (vizualizace).

## 4.2 Klapka v provedení Lug

Nejpoužívanější uzavírací klapky jsou v provedení Lug [6]. Tyto armatury se vyznačují tím, že průměr vnější kružnice tělesa odpovídá vnějšímu průměru připojovací příruby (Obrázek 4.2). Pro menší průměry klapky, případně nižších tlakových řad jsou v tělesech vyvrtány průchozí otvory, do kterých je následně vyřezán požadovaný závit o rozměru dle připojovací příruby. Při použití klapky s větší světlostí, případně vyšší tlakovou řadou není tento otvor v tělese průchozí a závit je vyřezán obvykle do hloubky 1,2 až 1,5krát rozměru závitu.

Připojení přírub je rovněž jako v předešlém provedení klapky Wafer řešeno pomocí šestihranných šroubů DIN 933 nebo závrtných šroubů DIN 976, jež jsou zašroubovány do závitů vytvořených v tělese. Závrtné šrouby jsou ještě dotaženy pomocí šestihranných matic DIN 934.

Polotovarem tělesa je úplně stejně jako v předchozím provedení odlitek, případně výpalek, který je nutné dále obrábět. Značnou výhodou oproti předchozímu provedení Wafer je možnost demontáže potrubí i jiných komponent umístěných za klapkou. Nevýhodou této armatury je vyšší hmotnost a pořizovací náklady.



Obrázek 4.2: Klapka v provedení Lug uchycena k potrubí (vizualizace).

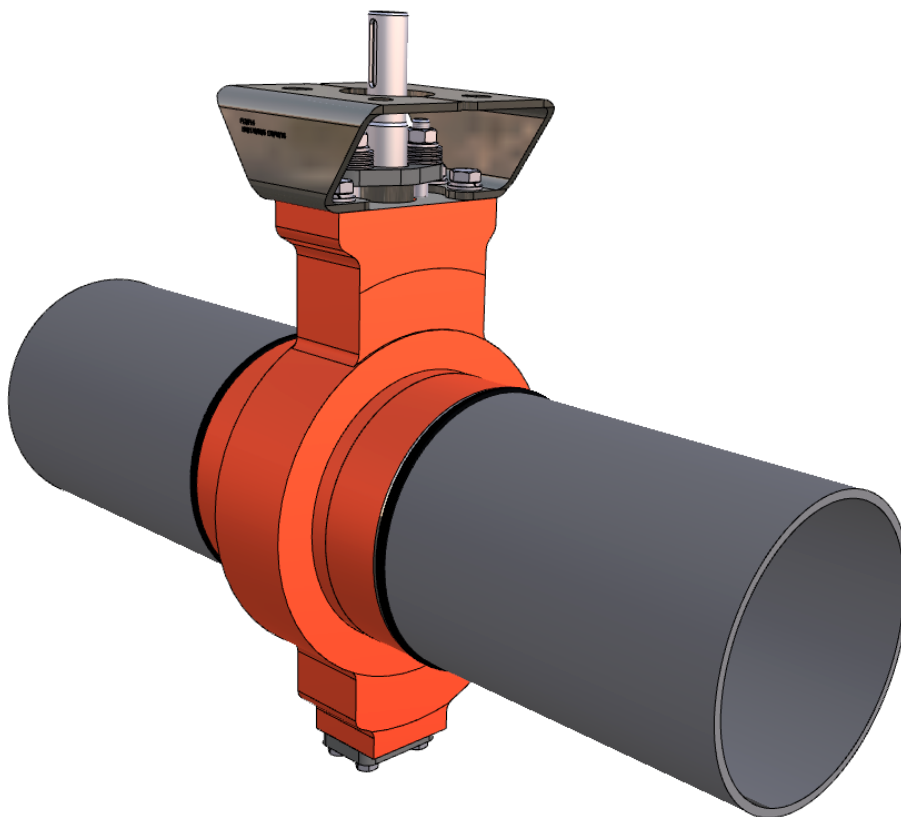
### 4.3 Klapka v provedení Butt welded ends

Jak již název z anglického doslovného překladu („tupé přivařované konce“) napovídá, tak oba konce tělesa jsou přivařeny k potrubnímu systému [6].

Samotné těleso je tvořeno jednou nebo více přivařenými částmi. Hlavní část tvoří trubka o požadované světlosti a dosedací plochy disku. Obvyklým polotovarem na výrobu tělesa může být odlitek, ale i svařenec.

Výhodou zmíněného provedení je svar tvořící nepropustný spoj mezi trubkovými částmi tělesa a potrubním systémem. Připojení armatury tedy není řešeno pomocí žádných šroubů nebo závitových tyčí, což lze považovat za největší výhodu tohoto provedení (Obrázek 4.3). Při používání proudícího média o značně rozdílných teplotách mající za následek teplotní roztažnost/smrštitost potrubních celků a armatur by mohlo dojít při použití klasických šroubů k jejich namáhání, relaxaci napětí a následným únikům média.

Po svaření armatury k potrubnímu systému je prakticky nemožné klapku servisovat. Další nevýhodou vyplývající již ze samotného názvu je tvorba svarových ploch, které se ve většině případů musejí kontrolovat pomocí NDT (Non-Destructive Testing) zkoušek, což může mít za následek vysoké testovací náklady. V případě, že vytvořené svary neodpovídají po otestování předepsaným normám, tak je samozřejmě nutné zahrnout i náklady na jejich opravu, pokud je možná.



Obrázek 4.3: Klapka v provedení Butt welded ends uchycena k potrubí (vizualizace).

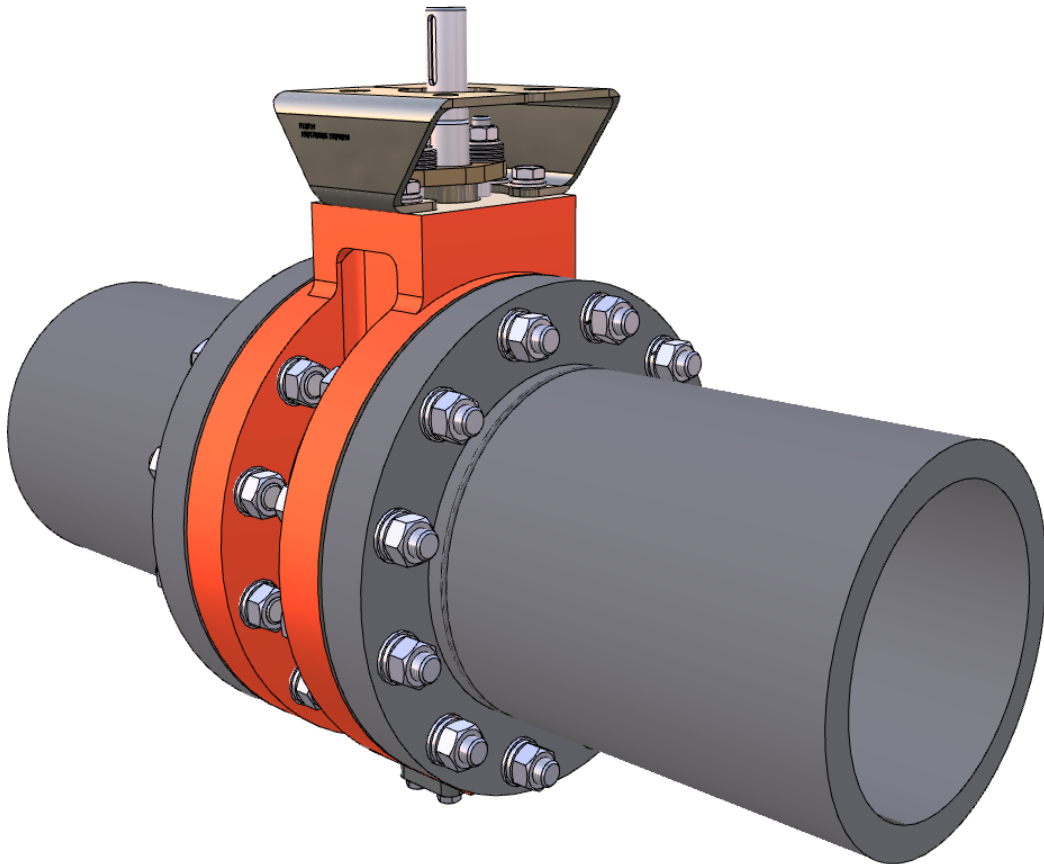
## 4.4 Klapka v provedení Double flange

Klapka tohoto provedení se vyznačuje dvěma přírubami, jež jsou součástí samotného tělesa, což je patrné i z doslovného anglického překladu („dvojitá příruba“). Připojení k potrubnímu systému je realizováno pomocí dvou tělesových přírub a dvou potrubních přírub stejného rozměru (Obrázek 4.4). Příruby jsou obvykle sešroubovány pomocí závitových tyčí a matic DN 934 s příslušnými podložkami (DIN 125, DIN 127).

Polotovarem na výrobu tělesa může být obráběný výpalek, svařenec, ale nejčastěji odlitek, který může být zoptimalizován při návrhu natolik, že je nejpevnější a nejbezpečnější variantou [6].

Výhody tohoto provedení jsou velmi podobné jako u klapky v provedení Lug (servis potrubí za klapkou při zatížení tlakem atd.). Dvojitá příruba rovněž nepotřebuje k připojení potrubí závitové otvory (někdy se mohou vyskytovat u krku tělesa, kde není možné vytvořit průchozí otvory vlivem snížení tloušťky stěny u procházející hřídele tělesem). Tato výhoda zjednodušuje montáž a prodlužuje životnost klapky, jelikož při poškození závitové tyče s maticí lze tyto součásti bez problémů nahradit.

Nevýhodou může být relativně vyšší hmotnost v porovnání s verzí Lug (pro nižší světlosti a nižší tlakové řady obvykle velmi nepatrný rozdíl).



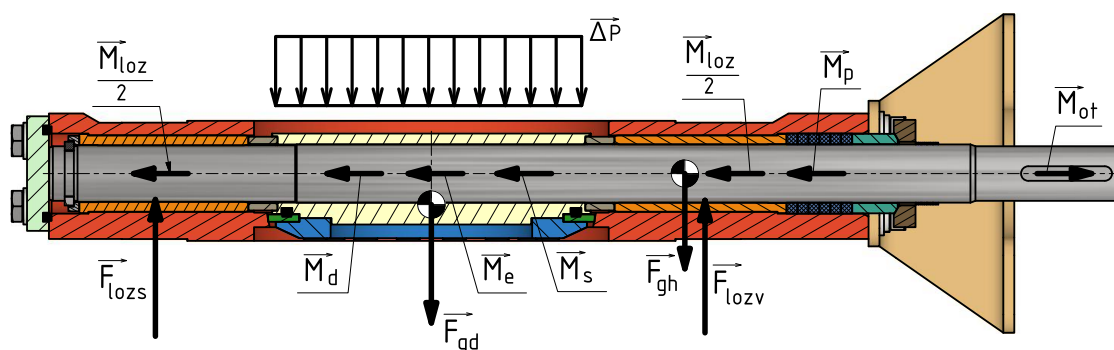
Obrázek 4.4: Klapka v provedení Double flange uchycena k potrubí (vizualizace).

## 5 Vztahy pro určení krouticího momentu

### 5.1 Celkový uzavírací a otevírací moment

Pro stanovení otevíracího, respektive uzavíracího momentu je nutné rozdělit celkový moment na dílčí momenty. Při podrobnější analýze jednotlivých momentů, která je provedena v následujících kapitolách 5.2 až 5.6 lze říct, že veškeré momenty působící uvnitř armatury za působení tlaku média brání klapce v otevření. Celkový otevírací moment je tedy součtem všech dílčích momentů [7] (viz Rovnice (5.1) a Obrázek 5.1).

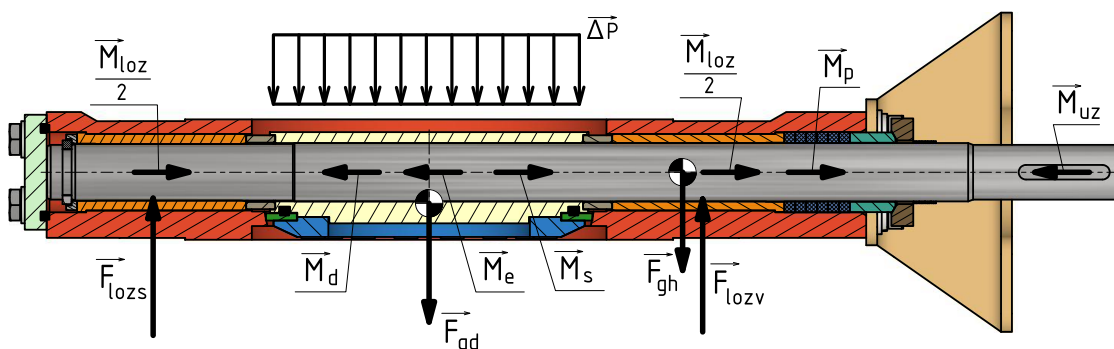
$$M_{ot} = M_{loz} + M_s + M_p + M_e + M_d \quad (5.1)$$



Obrázek 5.1: Schéma celkového zatížení při otevírání klapky.

Působící tlak během uzavírání armatury napomáhá k uzavření disku. Tedy moment způsobený vyosením disku  $M_e$  a dynamický moment  $M_d$  mají stejný směr jako celkový uzavírací moment  $M_{uz}$ , jelikož napomáhají uzavření armatury [7] (viz Rovnice (5.2) a Obrázek 5.2).

$$M_{uz} = M_{loz} + M_s + M_p - M_e - M_d \quad (5.2)$$



Obrázek 5.2: Schéma celkového zatížení při uzavírání klapky.



## 5.2 Moment způsobený vyosením disku

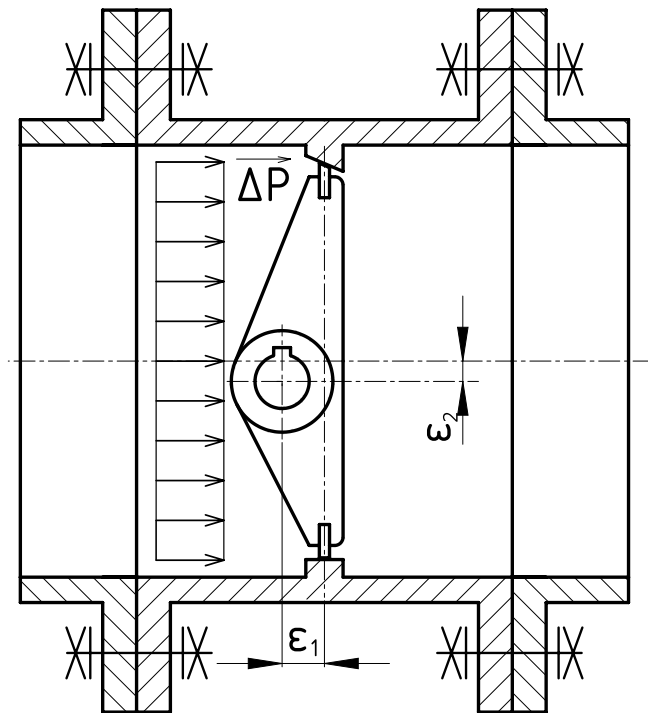
Jak již bylo uvedeno v kapitole 3, tak disk může mít více podob vyosení. Veškeré uzavírací klapky, jež byly experimentálně testovány, jsou v provedení čtyřikrát vyoseného disku. Následující výpočty proto zohledňují pouze tento typ.

Při uzavřené armatuře a tlaku v potrubí působí na disk přetlak  $\Delta P$ . Dle Pascalova zákona o přenosu tlaku je na všechny plochy stejný. Přetlak je dále považován za konstantní v celé ploše disku  $S_d$  (Obrázek 5.3). Pro armatury větších rozměrů je nutné uvažovat ještě možný průběh hydrostatického tlaku, který již není konstantní po ploše disku [7]. Plocha disku  $S_d$  je počítána dle rovnice (5.5) jako průmět plochy tvaru kruhu ve směru působícího tlaku. Pro zjednodušení je možné nahradit přetlak ve výpočtu dle statické ekvivalence jedinou silou  $F_p$  [15] (Rovnice (5.4)) působící v těžišti plochy disku (Obrázek 5.4). Kroutící moment  $M_e$  působící na hřídel vzniká kvůli zmíněné síle a druhé excentricitě disku  $\varepsilon_2$  (Rovnice (5.3)) [7], která vytváří rameno síly (Obrázek 5.5). Ostatní excentricity disku nemají podstatný vliv na kroutící moment vznikající přetlakem v potrubí.

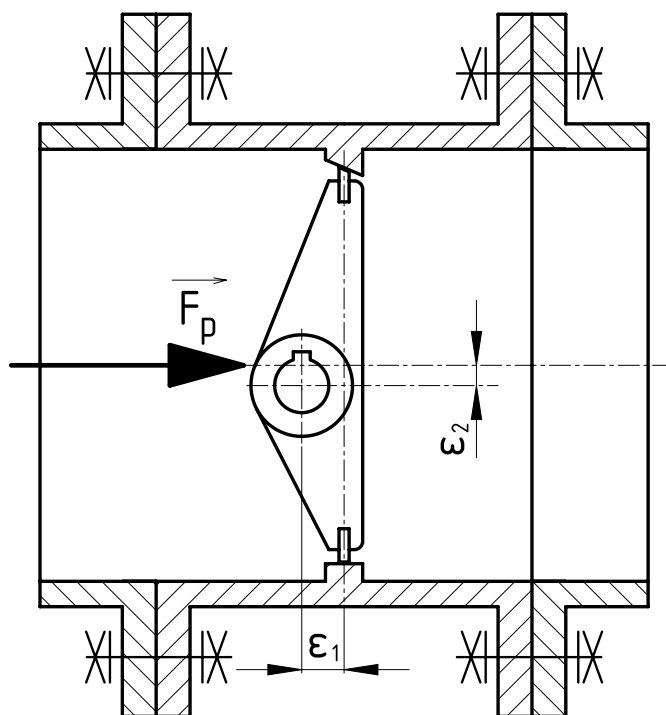
$$M_e = F_p \cdot \varepsilon_2 = \Delta P \cdot \frac{\pi \cdot D_d^2}{4} \cdot \varepsilon_2 \quad (5.3)$$

$$F_p = \Delta P \cdot S_d \quad (5.4)$$

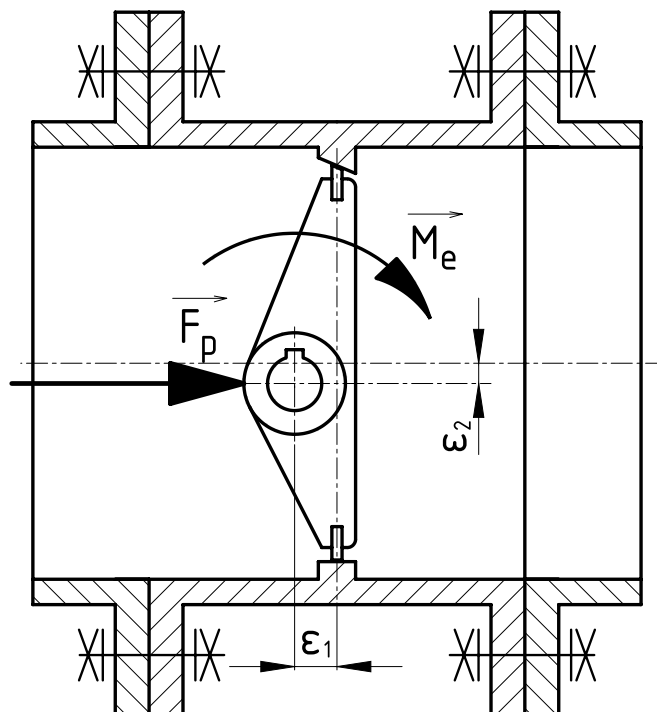
$$S_d = \frac{\pi \cdot D_d^2}{4} \quad (5.5)$$



Obrázek 5.3: Pohled na zatíženou uzavírací klapku v řezu shora.



Obrázek 5.4: Nahrazení spojitého tlakového zatížení jedinou silou.



Obrázek 5.5: Posun síly k ose otáčení - vznik excentrického momentu.

### 5.3 Moment v ložiscích

Zatížení přetlakem  $\Delta P$  vyvolá v ložiscích reakční zatížení. Pokud je provedena stejná náhrada přetlaku  $\Delta P$  jedinou silou stejně jako v kapitole 5.2, pak právě tato síla je eliminována reakcemi v ložiscích. Reakční síla ( $F_{lozv}$ ,  $F_{lozs}$ ) ve vrchním i spodním ložisku je rovna polovině hodnoty nahrazené síly (Rovnice (5.8)). Jedná se o částečné zjednodušení, kdy je uvažováno stejné zatížení obou kluzných ložisek. Toto zjednodušení nijak neovlivňuje výpočet, protože je těleso včetně ložisek symetrické.

Vnitřní průměr ložiska je dán průměrem hřídele a vnější průměr ložiska vnitřním průměrem otvoru tělesa. Délka ložiska se navrhuje s ohledem na délku krku tělesa a výšky ucpávky v nejdelší možné variantě z důvodu největšího možného rozložení reakčního tlaku, který vznikne v ložisku rozložením reakční síly. Ložisko se vyrábí převážně z bronzových slitin nebo korozivzdorných materiálů. Součinitel tření mezi ocelí a bronzovými materiály je přibližně 0,16 [16], přičemž hodnota je uvažována jako statické tření bez mazání (součinitel dynamického tření se v tomto případě liší v řádu setin od součinitele statického tření, a proto je uvažováno pouze tření statické [17]).

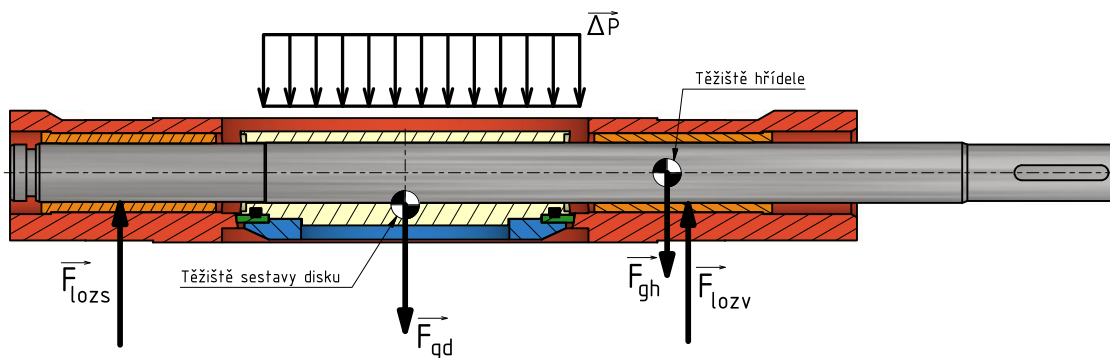
Vlivem reakční síly  $F_{lozv}$ , respektive  $F_{lozs}$  a otáčením hřídele uvnitř ložiska vzniká třecí síla  $F_{tloz}$  (Rovnice (5.7)), kterou lze pomocí statické ekvivalence nahradit třecím momentem  $M_{loz}$  (Obrázek 5.7). Velikost momentu je dána součinem třecí síly  $F_{tloz}$  a polovinou průměru hřídele vytvářející rameno síly (Rovnice (5.6) převzato a upraveno z [7]). Třecí moment působí vždy proti pohybu otáčení hřídele. Maximální hodnota momentu je dosažena při otevírání uzavřené armatury zatížené tlakem. Následně poklesem přetlaku v potrubí  $\Delta P$  klesá hodnota momentu  $M_{loz}$  až téměř na nulu.

$$M_{loz} = F_{tloz} \cdot \frac{d}{2} = \frac{1}{8} \cdot \Delta P \cdot f_b \cdot \pi \cdot D_d^2 \cdot d \quad (5.6)$$

$$F_{tloz} = 2 \cdot F_{lozv} \cdot f_b \quad (5.7)$$

$$F_{lozv} = F_{lozs} = \frac{F_p}{2} \quad (5.8)$$

Výše uvedené vzorce neuvažují hmotnost pohybující se soustavy těles. Do této soustavy je nutné zahrnout veškeré pohybující se elementy uzavírací armatury. Pro názornost budou z celé soustavy uvažovány pouze dvě pohybující se skupiny: sestava disku a hřídel. Do obou komponent těžiště je zavedena tíhová síla ( $F_{gd}$ ,  $F_{gh}$ ), která zahrnuje veškerou hmotnost pohybujících se těles. Armatura nacházející se ve svislé pozici eliminuje tíhové síly částečně přes disk (v uzavřeném stavu, kde se síly přenášejí přes sedlo do tělesa) a víko (Obrázek 2.2 – Pozice 9), kde dosedá spodní část hřídele. V případě, kdy je klapka ve vodorovné pozici, dochází k eliminaci tíhových sil v ložiscích, kde vznikne další reakční síla působící ve stejném směru jako reakční síla od přetlaku. Jelikož platí princip superpozice, lze obě reakční síly sečíst [18]. Ve výpočtu je uvažována nejhorší možná varianta, kdy se klapka nachází ve vodorovné pozici [7] a přetlak od použitého média působí na disk ve stejném směru jako tíhové síly (Obrázek 5.6).



Obrázek 5.6: Zatížená klapka včetně reakčních sil.

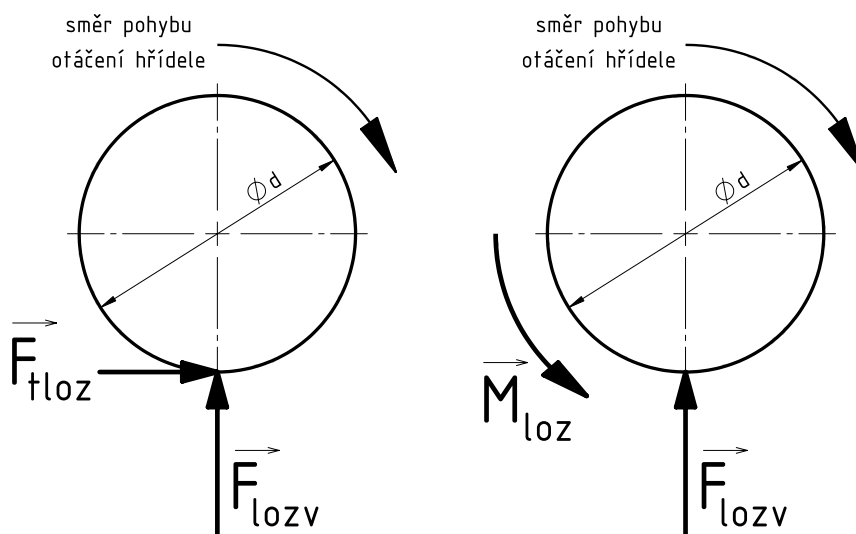
Jak je uvedeno ve vztahu (5.10), tak reakční síla v ložisku zahrnuje součet polovin tlakové síly  $F_p$ , tíhové síly sestavy disku  $F_{gd}$  (velikost síly dle Rovnice (5.11)) a tíhové síly hřídele  $F_{gh}$  (velikost síly dle Rovnice (5.12)). Finální podoba vztahu pro výpočet ložiskového momentu  $M_{loz}$  při uvažování tíhových sil je ve tvaru dle rovnice (5.9). Výpočet s tíhovým zatížením je použitelný pro nízkotlaké armatury větších rozměrů (přibližně DN 800 a větší), kde tíha zmiňovaných komponentů již není zanedbatelná.

$$M_{loz} = F_{tloz} \cdot \frac{d}{2} = \left( \Delta P \cdot \frac{\pi \cdot D_d^2}{4} + m_d \cdot g + m_h \cdot g \right) \cdot f_b \cdot \frac{d}{2} \quad (5.9)$$

$$F_{lozv} = F_{lozs} = \frac{F_p}{2} + \frac{F_{gd}}{2} + \frac{F_{gh}}{2} \quad (5.10)$$

$$F_{gd} = m_d \cdot g \quad (5.11)$$

$$F_{gh} = m_h \cdot g \quad (5.12)$$



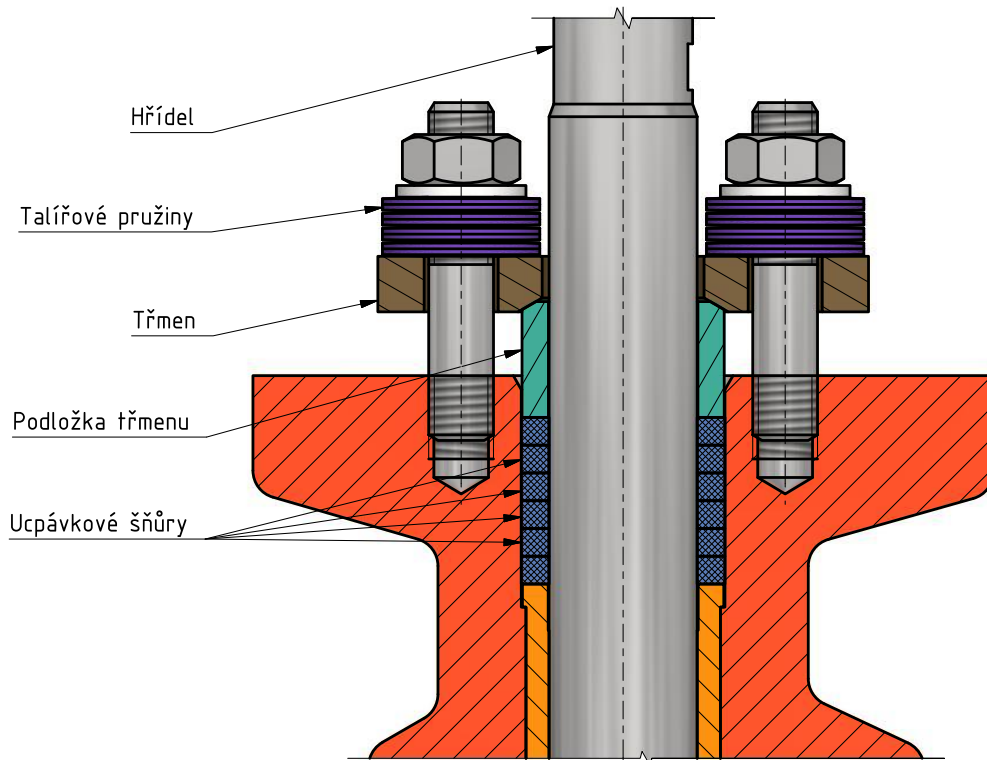
Obrázek 5.7: Nahrazení třecí síly třecím momentem.

## 5.4 Moment v ucpávce

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.3, tak hřídel vytváří spojovací článek mezi diskem a pohonem, případně převodovkou. Hřídel vystupující z tělesa je nutné zatěsnit, aby nedocházelo k úniku proudícího média. Hlavní těsnicí část je tvořena ucpávkou, která je přitlačována pomocí podložky třmenu (viz Obrázek 5.8). Jedná se o nejčastější utěsnění hřídele uzavíracích i regulačních klapek.

Ucpávková šňůra může být vyrobena z expandovaného PTFE, akrylové příze, bavlny, ale nejrozšířenějším ucpávkovým materiálem na utěsnění rotujících součástí je expandovaný grafit [2]. Ucpávka použitá na popisované armatuře se skládá ze závěrné šňůry a ucpávkové šňůry (např. TEMAPACK 6100 [19] dle výrobce MPR Valves s.r.o.). Závěrná šňůra slouží k zabránění průchodu nečistot a úkolem ucpávkové šňůry je následně utěsnění tlakového média.

Montáž ucpávky probíhá postupným polohováním jednotlivých šňůr, které jsou nejdříve nařezány na požadovanou délku. Jiná varianta umožňuje použít již předlisované kroužky o daných rozměrech. Pokládání šňůr, případně kroužky se postupně mezi další pokládkou stlačují [20]. Mezi jednotlivými kroužky nesmí vzniknout mezery nebo vůle, které by mohly způsobit špatnou těsnost. Jakmile je zapozicována poslední šňůra, je celá ucpávka stlačena pomocí podložky vytvářející tlakové zatížení ucpávky.



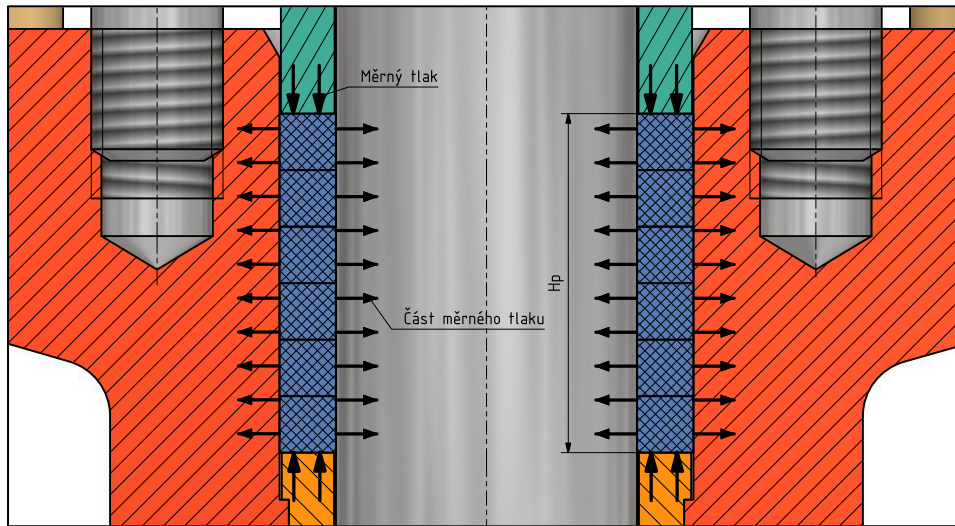
Obrázek 5.8: Složení ucpávkového těsnění.

Měrný tlak  $\Delta P_m$  vyvíjený na ucpávku se liší podle typu proudícího média a použitého materiálu na ucpávku. Pro grafitovou šňůru při použití kapaliny do 40 bar včetně lze uvažovat měrný tlak jako dvojnásobek pracovního tlaku média

(minimálně však 5 MPa) a při použití kapaliny nad 40 bar se uvažuje měrný tlak jako jeden a půl násobek pracovního tlaku média. Tyto parametry jsou použitelné jen v případě kapaliny a velmi pomalého otáčení hřídele [20].

Stlačené těsnění přenáší část měrného tlaku, jehož velikost je dána poměrovým koeficientem  $v$  [7], na otvor tělesa a hřídel (Obrázek 5.9), čímž vzniká normálová síla  $F_{np}$ , jejíž velikost je dána dle rovnice (5.15), kde plocha  $S_p$  (Rovnice (5.16)) je součin výšky celého těsnění a obvodu hřídele. Následně díky součinu normálové síly  $F_{np}$  a součiniteli tření  $f_p$  (pro ucpávku z grafitového materiálu je hodnota přibližně 0,3 [7]) vzniká třecí síla  $F_{tp}$  o velikosti dle rovnice (5.14). Po použití statické ekvivalence lze třecí sílu nahradit třecím momentem  $M_p$  (Rovnice (5.13) převzato a upraveno z [7]) mezi ucpávkou a hřídelí.

Třecí moment není zanedbatelný, a proto se hřídel před montáží potírá speciálními mazivy, které se liší podle dané aplikace armatury. Samotná ucpávka se vlivem stlačení v tělese neotáčí. Není proto nutné uvažovat třecí moment mezi ucpávkou a tělesem.



Obrázek 5.9: Detail zatížení ucpávky.

Po delší době dochází v použitých ucpávkových šňůrách k relaxaci napětí a snížení přitlačného tlaku, proto je doporučeno po určité době opětovné dotažení přitlačných šroubů. Tomuto jevu lze zabránit použitím talířových pružin, které jsou určeny pro velká zatížení při poměrně malých deformacích [23].

$$M_p = F_{tp} \cdot \frac{d}{2} = \frac{1}{2} \cdot \Delta P_m \cdot v \cdot \pi \cdot d^2 \cdot H_p \cdot f_p \quad (5.13)$$

$$F_{tp} = F_{np} \cdot f_p \quad (5.14)$$

$$F_{np} = \Delta P_m \cdot v \cdot S_p \quad (5.15)$$

$$S_p = \pi \cdot d \cdot H_p \quad (5.16)$$

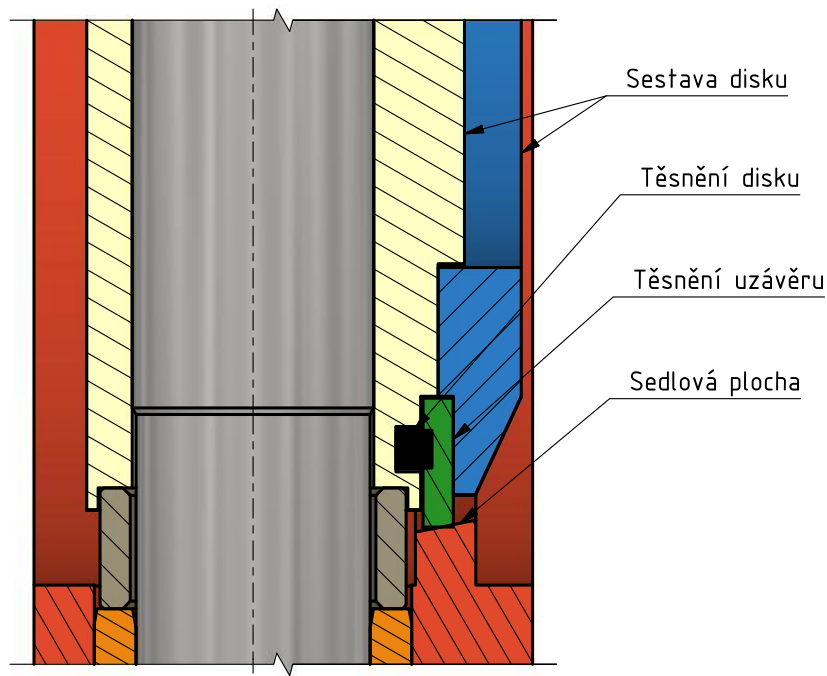
## 5.5 Moment v sedle disku

Centrické těsnění disku čtyř excentrické uzavírací klapky se plně dotýká sedla až v uzavřené poloze. Moment vznikající mezi těsněním disku a sedlem je uvažován pouze při počátečním otevření/uzavření armatury (poloha disku  $0^\circ$ ). Jakmile disk změní tuto polohu, tak třecí moment v sedle disku zaniká, což je způsobeno čtyřikrát vyoseným diskem klapky (viz kapitola 3). Samotný moment je funkcí mnoha faktorů zahrnující typ, tvar, materiál sedla, velikost armatury, teplotu média atd. [7].

Výpočetní vztah (5.17) byl převzat a upraven z [7]. Konstanty  $C_{sp}$  a  $C_{sc}$  do výpočetního vztahu byly dodány externí firmou MPR Valves s.r.o..

$$M_s = (C_{sc} + C_{sp} \cdot \Delta P_{max}) \cdot D_d^2 \quad (5.17)$$

Zmíněný vztah neuvažuje časové opotřebení centrického těsnění, ani sedlových ploch armatury. Při delším používání je možné říct, že velikost momentu  $M_s$  bude klesat, což je způsobeno zaběhnutím a dosednutím stykových ploch. Pokles momentu je patrný jak při použití pryžového těsnění, kdy dochází k jeho plošnému opotřebení, tak i při užití kovového těsnění, které se po čase deformuje do tvaru dosedacích sedlových ploch. Velikost momentu může být také ovlivněna četností otevírání a zavírání, kdy při delší době uzavření může dojít k zanešení ploch sedla a nárůstu momentu v sedle při následném otevření.



Obrázek 5.10: Detail těsnění disku.

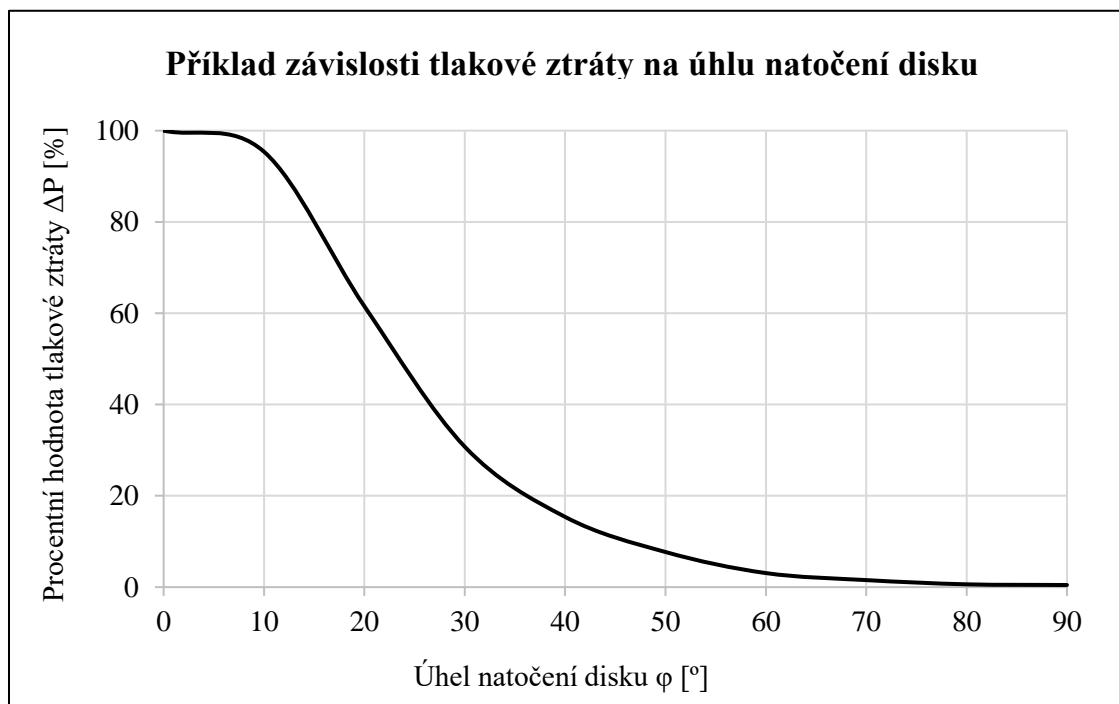
## 5.6 Dynamický moment

Dynamický moment lze uvažovat v případě, kdy uzavírací klapka bude brána jako regulační. Její konstrukce může být zachována, jen je nutné vytvořit průtočné charakteristiky, které budou odpovídat při daném natočení skutečnému objemovému průtoku. Dynamický moment nabývá nulové hodnoty při uzavřené armatuře a jeho velikost se mění s úhlem natočení disku vlivem proudění média.

Vztah (5.18) [7] pro výpočet dynamického momentu lze zapsat:

$$M_d = C_t \cdot D_d^3 \cdot \Delta P \quad (5.18)$$

Dynamický koeficient  $C_t$  se získává CFD (Computational Fluid Dynamics) simulací proudění. Výpočet zahrnuje ztráty proudění, nejvyšší a nejnižší rychlost proudícího média, objemový průtok a mnoho dalšího. Hodnota koeficientu se pro každý úhel natočení disku mění. Tlaková ztráta  $\Delta P$  armaturou se liší podle konstrukce armatury, použitým čerpacím elementem, a tedy i rychlostí proudění (viz Obrázek 5.11, který zobrazuje příklad průběhu tlakové ztráty v procentech). Obrázek 5.12 ukazuje, že maximální hodnoty dynamického koeficientu je dosaženo přibližně mezi úhlem natočení 65° až 80°. Tabulka 5.1 zobrazuje příklad hodnot  $C_t$  ze vzorových příkladů simulationHub simulačních analýz provedených na klapkách [21] [22]. Hodnoty byly převzaty z příkladů při klasickém proudění vody o teplotě 15 °C. Výpočet dynamického koeficientu je velmi specifický pro danou aplikaci armatury (pracovní prostředí, použité médium atd.).

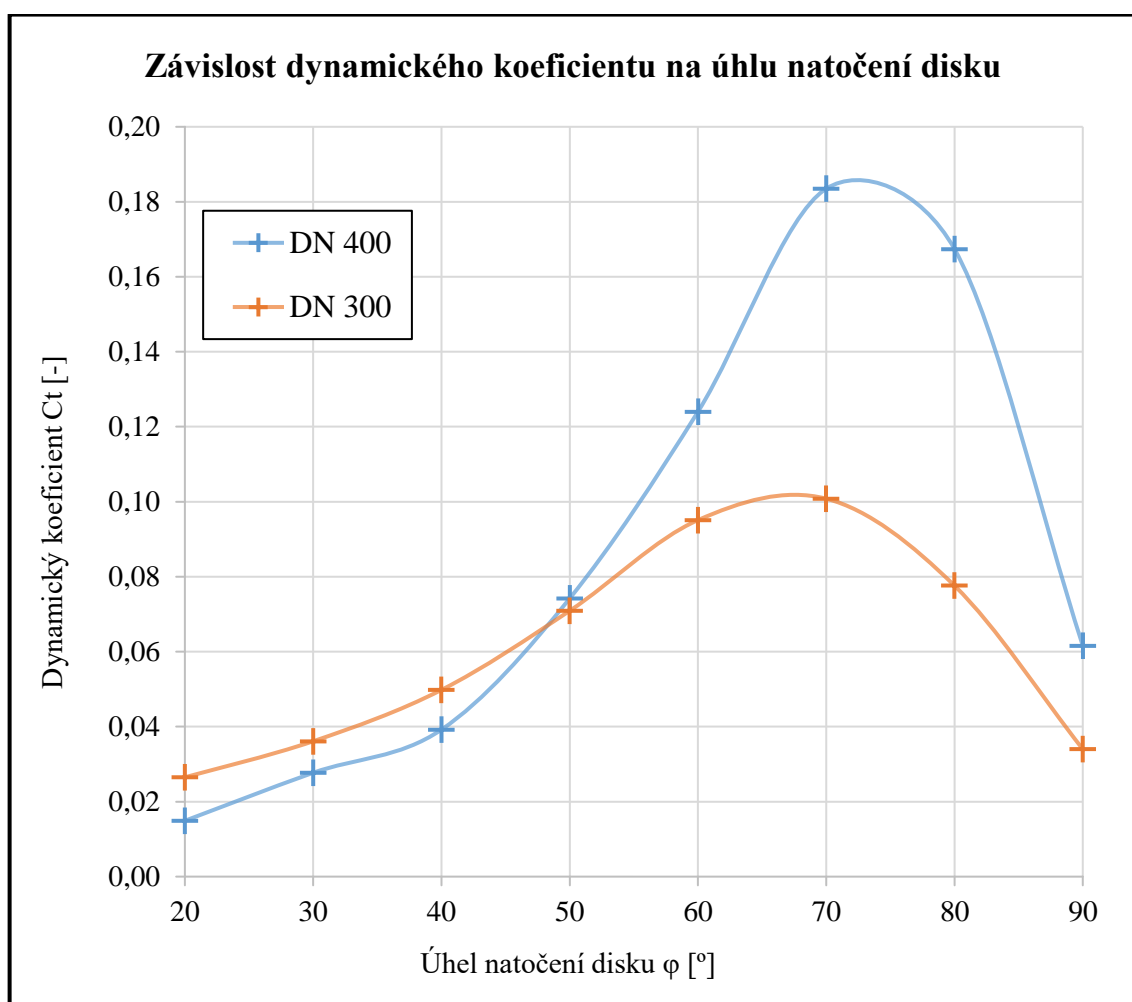


Obrázek 5.11: Příklad závislosti procentní hodnoty tlakové ztráty na úhlu natočení.



Úhel natočení disku $\varphi$	DN 400	DN 300
[°]		
20	0,0149	0,0265
30	0,0277	0,0361
40	0,0392	0,0498
50	0,0742	0,0709
60	0,1240	0,0951
70	0,1835	0,1008
80	0,1674	0,0776
90	0,0616	0,0340

Tabulka 5.1: Příklad hodnot dynamického koeficientu ze simulationHub [21] [22].



Obrázek 5.12: Závislost dynamického koeficientu na úhlu natočení, převzato a upraveno z [21] [22].

## 6 Analytický výpočet kroutících momentů

### 6.1 Základní parametry počítané armatury

Analytické vztahy, které byly popsány v předcházejících kapitolách, budou nyní aplikovány na čtyř excentrickou uzavírací klapku DN 200 a PN 16, i když její návrh je koncipovaný pro provedení s maximálním přípustným rozdílem tlaku  $\Delta P_{\max} = 50 \text{ bar} = 5 \text{ MPa}$ . Návrh klapky je tedy použitelný i pro tlakové řady PN 16, PN 25, PN 40, Class 150 a Class 300 ale její přípojovací rozměry k potrubí se liší.

průměr disku	$D_d$	175 mm
průměr hřídele	$d$	32 mm
průměr závrtného šroubu ucpávky	$d_s$	14 mm
vyosení hřídele	$\varepsilon_2$	4,3 mm
délka ucpávky	$H_p$	36 mm
koeficient tření mezi ucpávkou a hřídelí	$f_p$	0,3 (dle [7])
koeficient tření v ložiscích	$f_b$	0,16 (dle [16])
koeficient stlačení ucpávky	$\nu$	0,5 (dle [7])
součinitel utahovacího momentu	$K$	0,2 (dle [23])
maximální tlak na disk	$\Delta P_{\max}$	2,5 MPa
měrný tlak vyvíjený na ucpávku	$\Delta P_m$	5 MPa

Tabulka 6.1: Základní data použité armatury včetně koeficientů.

Maximální tlak na disk je udáván jako jeden a půl násobek tlakové řady. Jelikož počítaná armatura se řadí do tlakové řady PN 16, tak hodnota maximálního tlaku může dosáhnout 24 bar (2,4 MPa). Aby bylo možné porovnat vypočtené hodnoty s měřeními, je hodnota maximálního tlaku na disk zvýšena až na 25 bar (2,5 MPa). Toto zvýšení lze provést díky konstrukci klapky, která je navrhována až do 50 bar (5 MPa).

## 6.2 Výpočet talířové pružiny

Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.4, ucpávka je stlačována pomocí podložky přes třmen zatěžovaný tlakem od stlačených talířových pružin (viz Obrázek 5.8). Ze známého tlaku, který je potřeba vyvinout na stlačení ucpávky, je možné zvolit počet a složení talířových pružin v sadě, vypočítat stlačení talířových pružin a následně i moment potřebný k dotažení matice nad talířovými pružinami. Na armaturu DN 200 jsou použity talířové pružiny bez rovných dosedacích ploch typu:

DIN 2093 28x14,2x1,5, skupiny 2, rozměrové řady A (dle ČSN EN 16983) [24]

Tento typ je zvolen s ohledem na průměr šroubů a četnost použití při montáži klapky. Cílem výpočtu je zjistit jakým způsobem mají být talířové pružiny v sadě seřazeny a jakou silou mají být předepnuty, aby byly schopny vyvinout dostatečný tlak na ucpávku.

vnější průměr pružiny	$D_e$	28 mm
vnitřní průměr pružiny	$D_i$	14,2 mm
modul pružnosti v tahu	$E$	206000 MPa
Poissonovo číslo	$\mu$	0,3
tloušťka materiálu	$t$	1,5 mm
výška talíře	$l_0$	2,15 mm
vnitřní výška talíře	$h_0$	0,65 mm

Tabulka 6.2: Základní parametry počítané talířové pružiny [24].

### Plocha dosedající podložky:

Vnitřní průměr tělesa je 44 mm a hřídel má průměr 32 mm. Plocha podložky se počítá jako průměr mezikruží, přičemž průměry podložky se z důvodu montážních vůlí plně neshodují s průměrem tělesa a hřídele. Vnější průměr podložky je 43,4 mm a vnitřní průměr je 32,6 mm. Výpočet plochy podložky je následně dle vztahu (6.1).

$$S_{pod} = \frac{\pi \cdot (D_{pod}^2 - d_{pod}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (43,4^2 - 32,6^2)}{4} = 644,6 \text{ mm}^2 \quad (6.1)$$

### Potřebná síla na stlačení ucpávky:

Jedná se o minimální stlačení ucpávky při pracovním tlaku média 2,5 MPa. Pro tlaky používaného média menší než 4 MPa lze uvažovat měrný tlak jako dvojnásobek pracovního tlaku. Minimálně však 5 MPa [20], [25].

$$F_{pod} = \Delta P_m \cdot S_{pod} = 5 \cdot 644,6 = 3223 \text{ N} \quad (6.2)$$

### Síla potřebná v jedné sadě talířových pružin:

(při použití dvou šroubů a dvou sad pružin (viz Obrázek 5.8))

$$F_{sad} = \frac{F_{pod}}{2} = \frac{3223}{2} = 1611,5 \text{ N} \doteq 1612 \text{ N} \quad (6.3)$$

Následný výpočet talířových pružin včetně použitých vztahů se řídí normou ČSN EN 16984 [26].

**Výpočet faktorů průhybu [26]:**

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} = \frac{28}{14,2} \doteq 1,97183 \quad (6.4)$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \ln(\delta)} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{1,97183-1}{1,97183}\right)^2}{\frac{1,97183+1}{1,97183-1} - \ln(1,97183)} \doteq 0,6885 \quad (6.5)$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{\delta-1}{\ln(\delta)} - 1}{\ln(\delta)} = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{1,97183-1}{\ln(1,97183)} - 1}{\ln(1,97183)} \doteq 1,2133 \quad (6.6)$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{\delta-1}{\ln(\delta)} = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{1,97183-1}{\ln(1,97183)} \doteq 1,3668 \quad (6.7)$$

$$K_4 = 1 \quad (6.8)$$

V případě pružin bez rovných dosedacích ploch se uvažuje  $K_4 = 1$  [26].

**Stlačení talířové pružiny:**

Zkušební zatížení je prováděno na pružinách při stlačení  $0,75 \cdot h_0$  [26]. Hodnotu 0,75 je nutné měnit v závislosti na hodnotě síly ze vztahu (6.10), jejíž hodnota by se měla blížit hodnotě síly  $F_{sad}$  ze vztahu (6.3). Výsledné hodnoty lze dosáhnout metodou půlení intervalů.

$$s = 0,7 \cdot h_0 = 0,7 \cdot 0,65 = 0,455 \text{ mm} \doteq 0,46 \text{ mm} \quad (6.9)$$

**Síla potřebná pro stlačení pružiny do provozního stavu [26]:**

$$\begin{aligned} F &= \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left( K_4^2 \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + 1 \right) = \\ &= \frac{4 \cdot 206000}{1 - 0,3^2} \cdot \frac{1,5^4}{0,6885 \cdot 28^2} \cdot 1^2 \cdot \frac{0,46}{1,5} \cdot \\ &\cdot \left( 1^2 \cdot \left( \frac{0,65}{1,5} - \frac{0,46}{1,5} \right) \cdot \left( \frac{0,65}{1,5} - \frac{0,46}{2 \cdot 1,5} \right) + 1 \right) \doteq 2697 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.10)$$

**Bezpečnost vůči dosažení potřebné síly:**

Po získání přibližné hodnoty síly  $F$  je nutné provést kontrolu vůči požadované hodnotě síly  $F_{sad}$ :

$$k_p = \frac{F}{F_{sad}} = \frac{2697}{1612} \doteq 1,67 \quad (6.11)$$

Výslednou bezpečnost  $k_p = 1,67$  lze prohlásit za dostatečnou. Jelikož výpočet neuvažuje tření mezi talířovými pružinami a ostatními součástmi je vhodné, aby samotná bezpečnost neklesla pod hodnotu 1,2. Hodnota měrného tlaku (5 MPa) uváděná výrobcem je doporučena jako minimální [25].

**Tuhost pružiny [26]:**

$$k = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \left( K_4^2 \cdot \left( \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{s}{t} \right)^2 \right) + 1 \right) =$$

$$= \frac{4 \cdot 206000}{1 - 0,3^2} \cdot \frac{1,5^3}{0,6885 \cdot 28^2} \cdot 1^2 \cdot$$

$$\cdot \left( 1^2 \cdot \left( \left( \frac{0,65}{1,5} \right)^2 - 3 \cdot \frac{0,65}{1,5} \cdot \frac{0,46}{1,5} + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{0,46}{1,5} \right)^2 \right) + 1 \right) \doteq$$

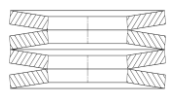
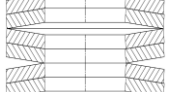
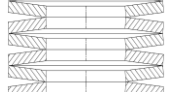
$$\doteq 5266,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.12)$$

**Síla potřebná ke stlačení pružiny do zploštělého tvaru [26]:**

$$F_{max} = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot h_0}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 = \frac{4 \cdot 206000}{1 - 0,3^2} \cdot \frac{1,5^3 \cdot 0,65}{0,6885 \cdot 28^2} \cdot 1^2 \doteq 3680 \text{ N} \quad (6.13)$$

Získaná hodnota maximální síly  $F_{max}$  nesmí přesáhnout hodnotu síly  $F$ , jinak by mohlo dojít k úplnému dosednutí pružiny a ztrátě funkčnosti.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.4, tak v ucpávce může docházet vlivem časového opotřebení k relaxaci napětí, proto se na uzavíracích klapkách používají sady talířových pružin, které jsou schopné vytvářet neustálý přítlak ucpávky. Tabulka 6.3 ukazuje nejčastější typy sériového a paralelního řazení talířových pružin pro utěsnění uzavíracích klapek.

Označení sady		A	B	C
počet pružin skládaných sériově	i [-]	4	3	8
počet pružin skládaných paralelně	n [-]	1	2	1
schéma sady pružin				
celková výška sady v nezátíženém stavu	$L_0$ [mm]	8,60	10,95	17,20
zatížení sady s ohledem na průhyb	$F_{ges}$ [N]	2697	5393	2697
průhyb pružin vlivem zatížení	$s_{ges}$ [mm]	1,8	1,4	3,7

Tabulka 6.3: Nejpoužívanější sady pro stlačení ucpávky.

**Příklad výpočtu na sadu C [26]:**

$$L_0 = i \cdot [l_0 + (n - 1) \cdot t] = 8 \cdot [2,15 + (1 - 1) \cdot 1,5] = 17,2 \text{ mm} \quad (6.14)$$

$$F_{ges} = n \cdot F = 1 \cdot 2697 = 2697 \text{ N} \quad (6.15)$$

$$s_{ges} = i \cdot s = 8 \cdot 0,46 = 3,7 \text{ mm} \doteq 4 \text{ mm} \quad (6.16)$$

S ohledem na to, že testovaná a počítaná armatura je navrhována v tlakové třídě  $\Delta P = 50 \text{ bar}$ , je nutné zvolit sadu talířových pružin s označením C. Sada B je schopna při stejném stlačení vyvinout větší sílu než sada A a C. Sada A by mohla být rovněž použita, ale bohužel nemá tak velký zdvih jako varianta C, která nabízí největší zdvih oproti ostatním sadám. Zdvih je důležitý zejména pro neustálé vyvíjení měrného tlaku na ucpávku klesajícího vlivem relaxace napětí. Hodnota měrného tlaku by neměla klesnout pod požadovanou hodnotu, čemuž lze zabránit pravidelnými kontrolami.

**Moment vyvinutý při dotahování matic [23] nad talířovými pružinami:**

$$M_{mat} = F_{ges} \cdot K \cdot d_s = 2697 \cdot 0,2 \cdot 14 = 7551,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \doteq 7,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.17)$$

Získaná hodnota momentu slouží k dotažení matic při montáži, aby bylo dosaženo měrného tlaku na ucpávku přes talířové pružiny. Správnou hodnotu momentu při praktickém dotahování lze kontrolovat pomocí momentového klíče, případně odečtem stlačení talířových pružin. I když je již uvažováno ve vztahu (6.11) s určitou bezpečností vůči dosažení měrného tlaku, je nutné brát zřetel na ostatní skutečné vlivy, které se mohou lišit použitým mazivem, správným dodržením montážního postupu ucpávky atd. Skutečná hodnota momentu k dotažení matic je prakticky korigována podle přípustného úniku média kolem hřídele. Je tedy možné, že skutečná hodnota může být vyšší. Neměla by však klesnout pod vypočtenou hodnotu.

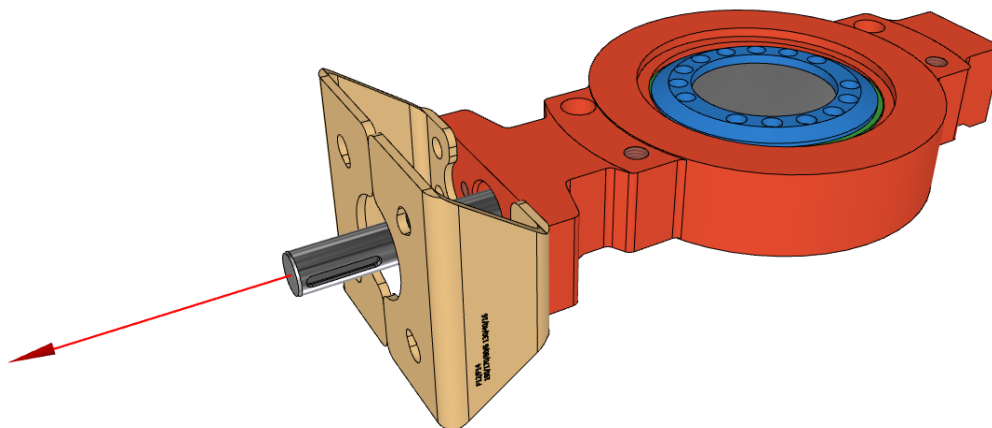
### 6.3 Výpočet jednotlivých momentů

Výpočty jsou realizovány pouze pro natočení disku v zavřené poloze. Přetlak  $\Delta P$  je zde uvažován jako statický bez průběhu tlakové ztráty během proudění média armaturou (tedy  $\Delta P = \Delta P_{\max}$ ). Průběh je totiž odlišný od aplikace uzavírací klapky.

#### Moment způsobený vyosením disku

$$M_e = \Delta P \cdot \frac{\pi \cdot D_d^2}{4} \cdot \varepsilon_2 = 2,5 \cdot \frac{\pi \cdot 175^2}{4} \cdot 4,3 \doteq 258\,568 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.18) \\ \doteq 258,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Hodnota momentu způsobená vyosením disku zahrnuje velkou část z celkového otevíracího momentu. Excentricita, která je v tomto případě pouze 4,3 mm, vytváří točivý moment až 258,6 N·m. Pro ověření, zda je hodnota správná, byla vytvořena dynamická simulace v softwaru Inventor.

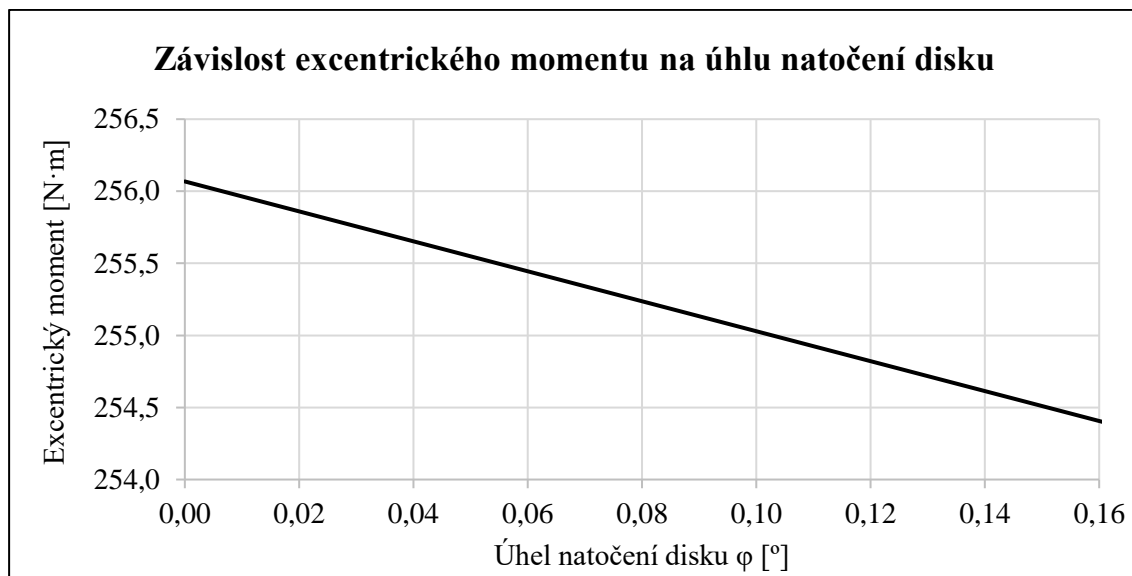


Obrázek 6.1: Armatura v dynamické analýze s vyobrazeným vektorem momentu.

Na disk byla umístěna tenká destička s parametry odpovídajícími tlakovému zatížení médiem. Inventor je schopen z vymodelovaného dílu zjistit objem tělesa a při zadání hustoty vypočítat i hmotnost, která se v tomto případě po přepočtu rovnala tlaku 2,5 MPa. Dynamická analýza Inventoru dokáže zjistit neznámý excentrický moment pro natočení z uzavřené polohy disku do úhlu natočení disku například 0,15°. Byla získána závislost hledaného momentu na úhlu natočení disku, z které lze odečíst pouze počáteční bod křivky. Zbytek závislosti není správný, protože neuvažuje změnu tlaku vlivem natočení disku atd.

Software je rovněž schopen vykreslit pouze moment způsobený vyosením disku, jelikož ostatní parametry momentů jako je stlačení a přenos tlaku na ucpávce, tření mezi sedlem a těsněním uzávěru není do softwaru možné zpracovat.

Počáteční bod z grafické závislosti je roven hodnotě 256,1 N·m (viz Obrázek 6.2), což se téměř shoduje s hodnotou z analytického vztahu. Uvažovaný vztah je tedy správný.



Obrázek 6.2: Závislost excentrického momentu na úhlu natočení disku.

### Moment v ložiscích

Výpočet neuvažuje tíhové zatížení od sestavy disku a hřídele.

$$\begin{aligned}
 M_{loz} &= \frac{1}{8} \cdot \Delta P \cdot f_b \cdot \pi \cdot D_d^2 \cdot d = \frac{1}{8} \cdot 2,5 \cdot 0,16 \cdot \pi \cdot 175^2 \cdot 32 \doteq \\
 &\doteq 153938 \text{ N} \cdot \text{mm} \doteq 153,9 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned} \quad (6.19)$$

### Moment v ucpávce

Hodnota momentu v ucpávce se během natáčení disku nemění. Pokles tlaku  $\Delta P$  lze v tomto případě zanedbat, protože ucpávka je neustále stlačována použitými talířovými pružinami, které vyvíjejí přes třmen a podložku neustálý tlak na ucpávku.

$$\begin{aligned}
 M_p &= \frac{1}{2} \cdot \Delta P_m \cdot v \cdot \pi \cdot d^2 \cdot H_p \cdot f_p = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 0,5 \cdot \pi \cdot 32^2 \cdot 36 \cdot 0,3 \doteq \\
 &\doteq 43429 \text{ N} \cdot \text{mm} \doteq 43,4 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned} \quad (6.20)$$

### Moment v sedle disku

Jak již bylo popsáno v přechozí kapitole, tak je moment v sedle disku uvažován pouze při plně uzavřené klapce. Hodnoty  $C_{sc}$  a  $C_{sp}$  byly dodány výrobcem MPR Valves s.r.o..

$$C_{sc} = 1 \quad (6.21)$$

$$C_{sp} = 1,5 \quad (6.22)$$

$$\begin{aligned}
 M_s &= (C_{sc} + C_{sp} \cdot \Delta P_{max}) \cdot D_d^2 = (1 + 1,5 \cdot 2,5) \cdot 175^2 \doteq \\
 &\doteq 145469 \text{ N} \cdot \text{mm} \doteq 145,5 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned} \quad (6.23)$$



## Dynamický moment

$$M_d = C_t \cdot D_d^3 \cdot \Delta P = 0 \cdot 175^3 \cdot 2,5 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.24)$$

## Celkový otevírací moment

Jedná se o hodnotu při uzavřené zatížené armatuře statickým tlakem  $\Delta P$ .

$$\begin{aligned} M_{ot} &= M_{loz} + M_s + M_p + M_e + M_d = \\ &= 153,9 + 145,5 + 43,4 + 258,6 + 0 = \\ &= 601,4 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (6.25)$$

## Celkový uzavírací moment

$$\begin{aligned} M_{uz} &= M_{loz} + M_s + M_p - M_e - M_d = \\ &= 153,9 + 145,5 + 43,4 - 258,6 - 0 = \\ &= 84,2 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (6.26)$$

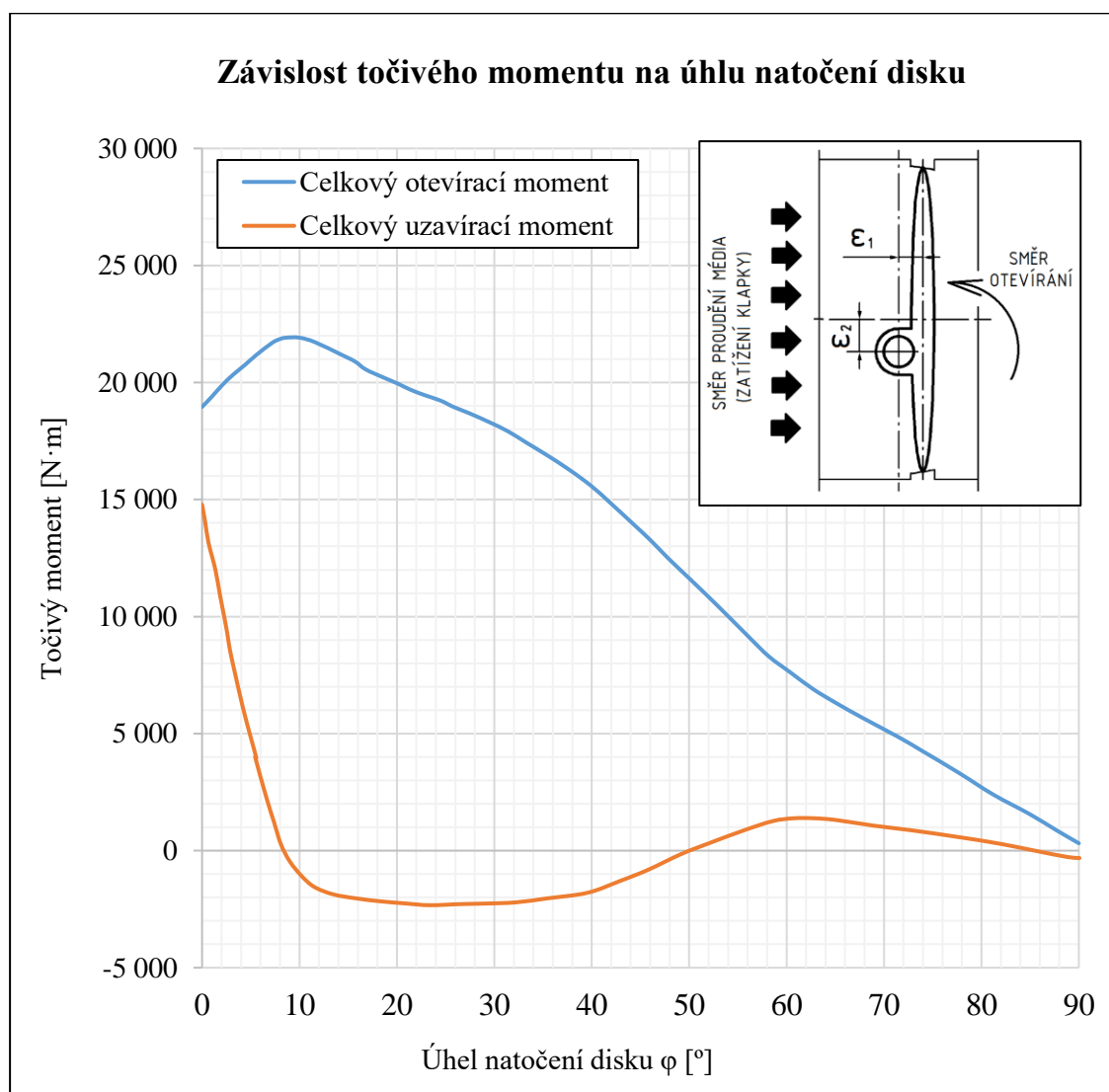
Aby bylo možné porovnat jiné tlakové zatížení provedené během měření, tak je nutné provést výpočet pro přetlaky  $\Delta P$  od 0,5 MPa do 4 MPa (výsledné hodnoty viz Tabulka 6.4). Ostatní parametry uzavírací klapky mimo přetlaku se pro jiné zatížení nemění.

Přetlak $\Delta P$ zatěžující uzavírací klapku	Vypočtený celkový otevírací moment	Poznámka
[MPa]	[Nm]	
0,5	179,5	
1,0	285,0	
1,5	390,5	
2,0	495,9	
2,5	601,4	Předchozí výpočet
3,0	706,9	
3,5	812,3	
4,0	917,8	

Tabulka 6.4: Vypočtené hodnoty momentů při různém zatížení.

## 6.4 Zhodnocení získaných dat

Jak je patrné ze získaných vztahů v předcházející kapitole 6.3, hodnota celkového otevíracího momentu se od hodnoty celkového uzavíracího momentu liší excentricitou disku, jelikož dynamická hodnota momentu je v obou případech rovna nule (armaturou již neproudí prakticky žádné médium). Pokud by počítaná armatura byla v ideálním symetrickém provedení, mohly by tyto hodnoty být stejné.



Obrázek 6.3: Závislost točivého momentu na úhlu natočení disku, převzato a upraveno z [10].

Celkovou hodnotu otevíracího momentu nelze v tomto případě prohlásit za maximální hodnotu momentu potřebnou pro natáčení disku. Všechny uvedené vztahy pro určování jednotlivých momentů mají jako proměnnou veličinu tlakovou ztrátu  $\Delta P$  (přetlak v armatuře), která se mění během natáčení disku, a zároveň s jejím poklesem

roste rychlost proudění média. Ve výpočtu dynamického momentu vystupuje kromě tlakové ztráty také dynamický koeficient, jež je proměnný v závislosti na úhlu natočení (viz kapitola 5.6). Veškeré momenty (kromě momentu v sedle a momentu ucpávky) tedy budou určitým způsobem klesat vlivem otevírání disku. U dynamického momentu vlivem hodnoty dynamického koeficientu je očekáván nárůst způsobující zvýšení celkové hodnoty momentu při otevírání disku (v jiné pozici disku než  $0^\circ$ ).

Tento nárůst hodnoty momentu je patrný na grafické závislosti (viz Obrázek 6.3) znázorňující závislost momentů na natočení disku. Průběhy momentů jsou převzaty a upraveny z normy ČSN EN 593 [10] pro motýlovou klapku v rozměru DN 1200, tlakové řadě PN 10 a dvojitě vyoseným diskem. Rychlost proudícího média je uvažována  $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Výsledná hodnota celkového otevíracího momentu z grafické závislosti je přibližně  $19\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Jak je patrné, tak tato hodnota dále narůstá až do přibližné hodnoty  $22\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$  při natočení disku  $10^\circ$ . Poté již téměř plynule klesá.

Nárůst momentu není možné bez CFD simulace nebo známé hodnoty dynamického koeficientu stanovit. Obvykle je tedy pro uzavírací klapku stanoven bezpečnostní faktor navyšující hodnotu potřebnou pro otevření klapky.

V žádném z uvedených výpočtů rovněž není řešen možný hydraulický ráz, který může vzniknout během zavírání. Rychlost zavírání klapky se liší podle aplikace.

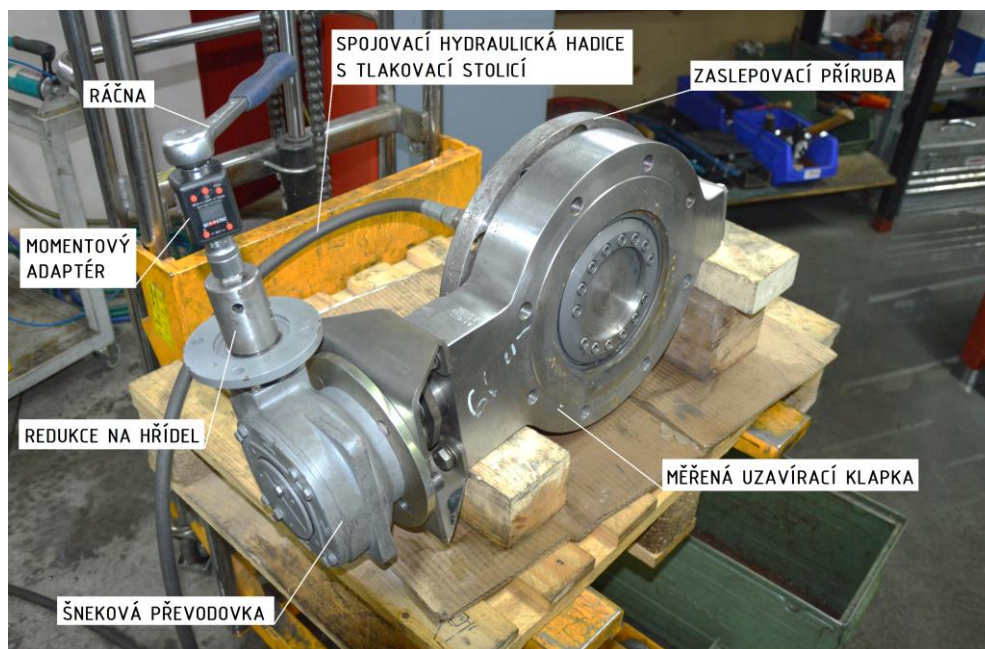
## 7 Praktické měření

Veškerá měření byla uskutečněna ve společnosti MPR Valves s.r.o.. Měření bylo vykonáno na uzavírací klapce DN 200 PN 16 v přípojovacím provedení Lug.

### 7.1 Příprava pracoviště

Finální kompletace armatury probíhá zároveň s tlakovací zkouškou. Uzavírací klapka se skládá bez těsnění uzávěru, které se přidá až na závěr montáže. Důvodem je možnost poškození dosedací plochy sedla, respektive těsnění během samotné manipulace při montáži. Těsnění je zapolohováno při otevřené klapce a dotaženo při uzavřené pozici disku. Tím je zajištěna přesná pozice těsnění vůči sedlové ploše.

Jakmile je armatura definitivně zkompletována, tak přichází na řadu přišroubování zaslepovací příruby PN 16 typ 05 dle ČSN EN 1092-1 [13] z přípojovací strany k potrubí, kde bude armatura zatěžována provozním tlakem. Zaslepovací příruba je částečně upravena a opatřena těsněním a přípojovací kuličkovou hydraulickou rychlospojku sloužící k napojení hydraulické hadice. Druhý konec hadice je následně připojen k tlakovací stoličce, která se skládá ze dvou ručních hydraulických pump, deformačních tlakoměrů a hydraulických rozvodů. Jako médium pro měření se využívá voda s přísadami proti korozi (dále jen „voda“), jelikož testovaná klapka nebyla vyrobena z korozivzdorných materiálů. Uzavírací klapka se na měření neosazuje pohonem, ale šnekovou převodovkou. Na výstupní hřídel z převodovky je nasazena speciální redukce umožňující spojení hřídele převodovky s ráčnovým adaptérem pro měření krouťacího momentu a ráčnou vsazenou přímo do měřidla (Obrázek 7.1).



Obrázek 7.1: Popis měřené uzavírací klapky.

## 7.2 Měření otevíracího momentu

Před samotným měřením kroutícího momentu je nutné armaturu uzavřít a otestovat její těsnost pomocí stlačeného vzduchu. Na tlakovací stolicí je otevřen vstupní ventil stlačeného vzduchu (viz Obrázek 7.2). Vzduch je již před tlakovací stolicí stlačen kompresorovou jednotkou. Aby bylo možné zjistit hodnotu tlaku stlačeného vzduchu, tak se otevírá kulový ventil spojující deformační tlakoměry s tlakovým okruhem. Ostatní kulové ventily jsou v poloze zavřeno.

Jakmile je uzavírací klapka zatížena stlačeným vzduchem, tak se provádí postřík detekční kapalinou (lze použít saponátovou vodu) okolo disku a dosedacích ploch sedla. Během postříku probíhá vizuální kontrola, zda stlačený vzduch neuniká okolo těsnících ploch. V případě, že je zaznamenán nadměrný únik stlačeného vzduchu, což je způsobeno neustálou tvorbou bublin v místě úniku, je nutné tlakovací zkoušku i měření kroutícího momentu ukončit [27].

Toto kritérium těsnosti je velmi konzervativní pro uzavírací klapku pracující s kapalným médiem. Předchozí popsané kritérium se tedy používá primárně pro plynná média. Armatura pracující v reálném prostředí s kapalným médiem je testována pouze natlakovanou zkušební tekutinou a opět je prováděna vizuální kontrola těsnosti [27].

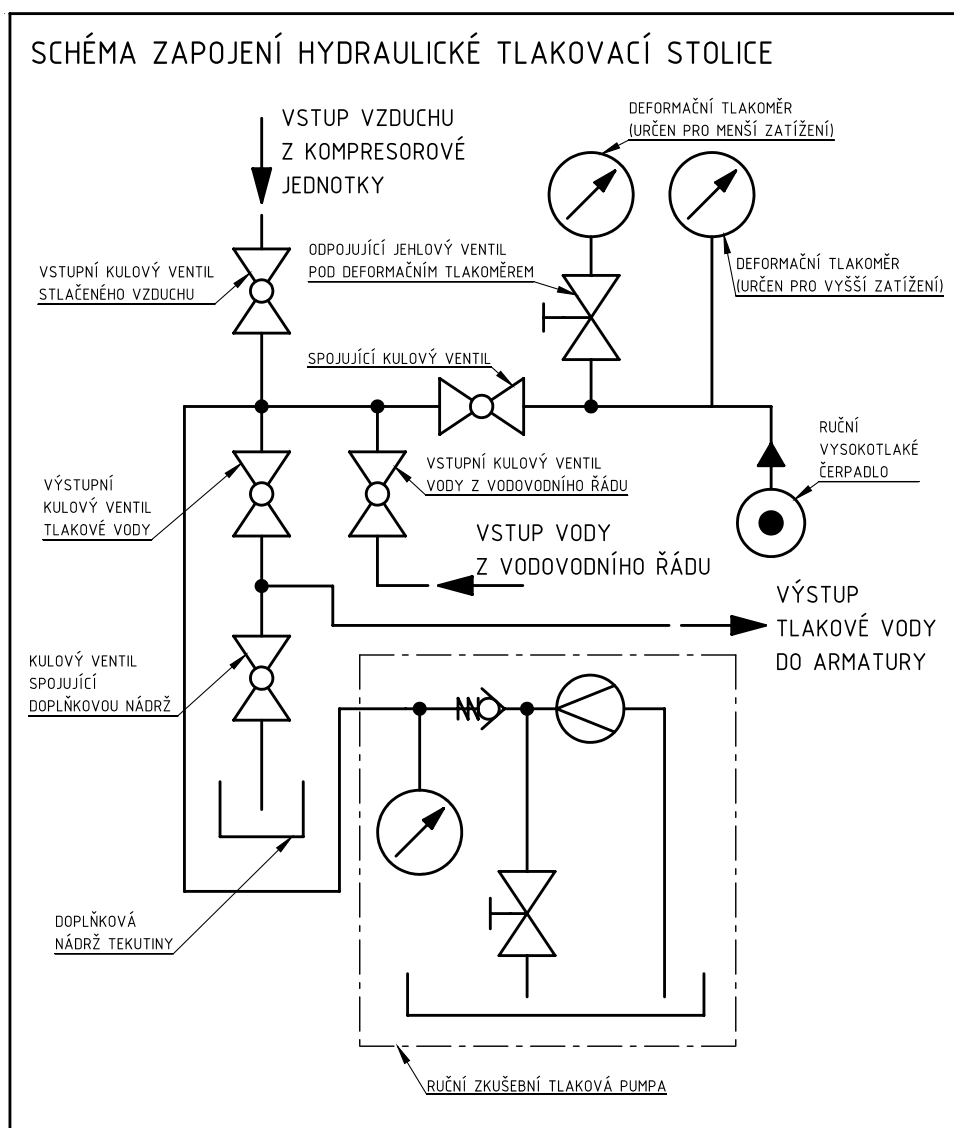
V případě žádného nebo téměř zanedbatelného úniku vzduchu (bubliny se netvoří kontinuálně [27]) lze uzavírací klapku prohlásit za těsnou a přejít k měření kroutícího momentu. Následné zatížení klapky se provádí pouze natlakovanou tekutinou, jelikož její stlačení je v tomto případě zanedbatelné. Zaprvé je nutné uzavřít vstupní kulový ventil stlačeného vzduchu na tlakovací stolicí, otevřít kulový ventil spojující jednotlivá tlakovací zařízení (viz Obrázek 7.2) a zkontrolovat, zda je otevřen i ventil spojující deformační tlakoměry s okruhem. Dále probíhá zatížení ucpávky testované klapky měrným tlakem od talířových pružin. Stlačení pružin se provádí pomocí matic, které jsou dotaženy vypočteným momentem v kapitole 6.2. Následně je nutné natlakovat pomocí (Tabulka 7.1) ruční tlakové pumpy a jednostupňového vysokotlakého čerpadla (sloužící pro jemné nastavování tlaku) armaturu vodou o tlaku 0,5 MPa. Přesné nastavení tlaku je kontrolováno na deformačním tlakoměru.

Použité tlakovací zařízení	Maximální pracovní tlak	Dodávaný objem média na jeden zdvih
Ruční zkušební tlaková pumpa	6 MPa	–*
Ruční vysokotlaké čerpadlo jednostupňové	70 MPa	2 cm <sup>3</sup>

\*Výrobce tuto hodnotu neudává. Dle praktického používání lze říci, že dodávaný objem média zkušební tlakové pumpy na jeden zdvih je výrazně vyšší než u vysokotlakého jednostupňového čerpadla.

Tabulka 7.1: Technická data použitých tlakovacích zařízení [28] [29].

Pomocí ruční ráčny vsazené do měřidla krouticího momentu a hřídelového adaptéru, který je nasazen na výstupní hřídel šnekové převodovky, je pomalu otáčeno ve směru otevírání naznačeném na převodovce. Zpočátku není zaznamenán téměř žádný odpor proti otevření (cca 1,5 otáčky), což je způsobeno vymezením všech vůlí (např. v převodovce, mezi hřídelí a těsným perem atd.). Následně je již odpor znatelný a adaptér na měření krouticího momentu zobrazuje na digitálním displeji aktuální vyvíjený krouticí moment, který osoba měřící krouticí moment aktuálně vyvíjí. Maximální hodnoty dosáhne krouticí moment při otevření klapky. Nejvyšší hodnota je ze zařízení zaznamenána a armatura je opět uzavřena. Dále je provedeno opětovné měření při stejném zatížení, aby bylo možné první získanou hodnotu ověřit. Měření krouticího momentu při vyšším zatížení následně probíhá stále na stejném principu. Jelikož tlak média nepřesáhne hodnotu 4 MPa, tak není nutné měnit měrný tlak na ucpávkovém těsnění.



Obrázek 7.2: Schéma hydraulicko-pneumatické tlakovací stolice, využito [30].

### 7.3 Zpracování získaných dat z měření

Uzavírací klapka je zatěžována do jeden a půl násobku maximálního provozního tlaku. Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 7, tak je měřena armatura tlakové řady PN 16, což by odpovídalo maximálnímu zatížení 2,4 MPa. Jednotlivé díly uzavírací klapky jsou však navrženy až do přetlaku  $\Delta P = 5$  MPa. Této hodnoty však v rámci bezpečnosti nebylo dosaženo a armatura byla zatížena maximálním přetlakem  $\Delta P = 4$  MPa. Zatěžování probíhalo postupně s krokem 0,5 MPa s postupným zápisem změřených hodnot kroutícího momentu na hřídeli šnekové převodovky (Tabulka 7.2).

Zatížení přetlakem	Číslo měření								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
[MPa]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]
0,5	12,8	9,8	9,9	11,5	12,0	10,2	10,5	9,3	11,0
1,0	15,7	13,5	14,9	16,2	14,2	14,5	14,8	15,7	16,5
1,5	21,0	20,2	21,5	19,9	22,5	18,9	21,2	21,9	20,5
2,0	25,9	26,0	24,8	26,3	25,7	25,4	27,3	26,8	25,1
2,5	34,9	33,2	35,2	33,9	34,0	34,1	34,6	35,5	34,8
3,0	37,5	37,7	38,6	36,9	39,2	38,5	38,8	38,7	39,8
3,5	44,8	43,7	45,2	46,3	45,8	44,9	46,2	45,0	42,8
4,0	50,2	49,6	50,5	51,0	49,3	50,8	48,9	52,1	51,6

Tabulka 7.2: Naměřených hodnot kroutícího momentu.

Na měření byla použita testovací kyvná šneková převodovka GS 63.3 od společnosti AUMA - Servopohony spol. s r. o., jejíž základní parametry obsahuje Tabulka 7.3. Ostatní technické parametry jako hmotnost převodovky, maximální průměr hřídele armatury a další lze nalézt v technickém listu výrobce [31].

Označení	Připojovací rozměr konzole	Převodový poměr	Převodový faktor	Max. vstupní moment	Max. výstupní moment
			[-]	[Nm]	[Nm]
GS 63.3	F10	51:1	16,7	60	1000

Tabulka 7.3: Základní parametry šnekové převodovky GS63.3 [31].

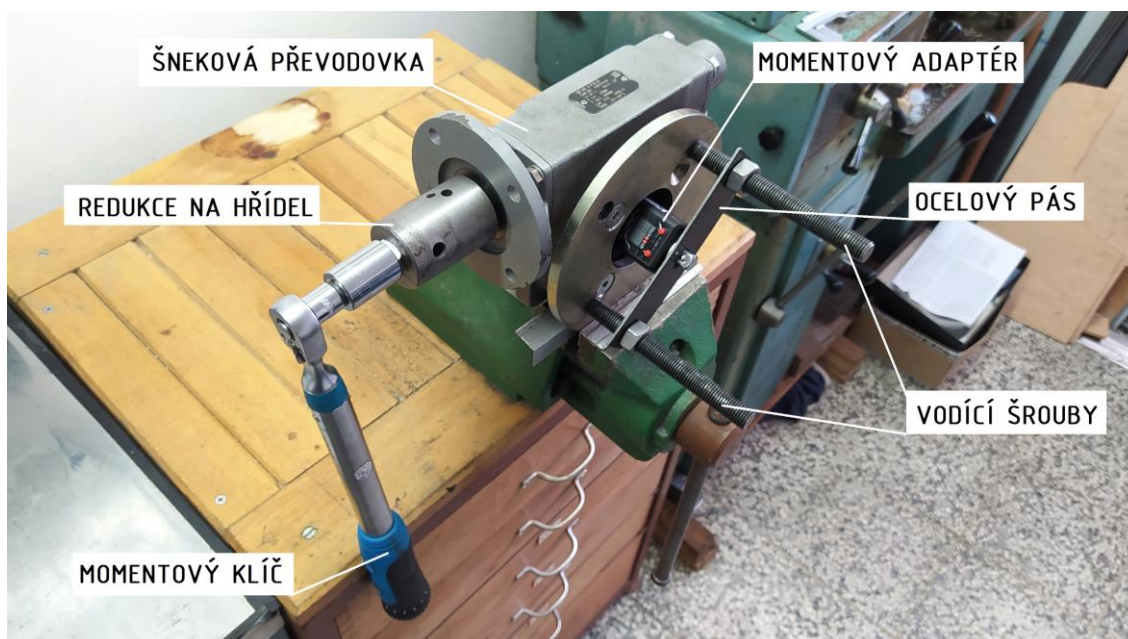
Použitou šnekovou převodovku lze připojit na konzoli s připojovacími otvory v provedení F10. Jelikož převodovka je používána jako testovací (pro uzavírání a otevírání armatury během tlakové zkoušky), tak připojovací rozměr je na ní upraven pro připojení konzole přes F12. Tento připojovací rozměr je dimenzován na maximální provozní kroutící moment 1000 Nm dle ČSN EN ISO 5211 [11]. Uvedené hodnoty maximálního vstupního a výstupního momentu se liší podle prostředí, ve kterém je převodovka provozována, a maximálním počtem cyklů provedených na převodovce [31].

## 7.4 Ověření převodového faktoru převodovky

Převodový faktor je konstanta používaná pro přepočet točivého kroutícího momentu (hřídel šnekové převodovky) na výstupní točivý moment (hřídel uzavírací klapky). Výrobce v technickém listu šnekové převodovky uvádí, že hodnota převodového faktoru může kolísat v případě nové nepoužívané převodovky až o 10 % [31]. Převodovka použitá pro měření byla již několikrát využívána, bylo by tedy možné uvažovat stoprocentní hodnotu převodového faktoru. Pro jistotu byla hodnota ověřena ještě dalším měřením.

Převodovka byla odmontována z armatury a upevněna do svěráku. Na vstupní hřídel převodovky byla stejně jako během měření klapky nasazena redukce na hřídel. Dále byl použit momentový klíč (kalibrační list viz příloha F), který byl spojen s redukcí hřídele. Výstupní část převodovky byla opatřena jinou redukcí, jejíž tvar je shodný se zakončením hřídele armatury. Jedná se o válcovou část hřídele s těsnými pery zakončenou čtyřhranem pro uchycení momentového adaptéru. Adaptér uchycený v redukci byl následně upevněn pomocí ocelového pásu, který byl zasazen do opačné strany adaptéru. Pozice ocelového pásu byla zajištěna pomocí dvou vodících šroubů (viz Obrázek 7.4).

Způsob měření spočívá v nastavení určité hodnoty momentu na momentovém klíči. Následně je otáčeno tímto klíčem ve stejném směru jako při otevírání armatury. Potřebný moment pro otáčení postupně narůstá, jelikož na výstupu z převodovky je fixně uchycen adaptér pro měření kroutícího momentu, který brání otáčení výstupní hřídele, a tedy i vstupní hřídele. Jakmile je dosaženo nastavené hodnoty momentu na momentovém klíči, dojde k signalizaci takzvaným „zlomením klíče“. V tuto chvíli je nutné zapsat zobrazovanou hodnotu na digitálním displeji momentového adaptéru.



Obrázek 7.3: Popis měření převodového faktoru šnekové převodovky.



Pro ověření šnekové převodovky bylo provedeno několik měření (viz Tabulka 7.4), z kterých byla získána série hodnot. Následně byly tyto hodnoty zprůměrovány. Převodový faktor pro jednotlivé nastavované momenty převodovky lze získat jako podíl momentu na výstupním hřídeli převodovky (umístění měřícího adaptéru) a momentu na vstupním hřídeli převodovky (umístění momentového klíče) (Rovnice (7.1), (7.2)). Finální hodnota převodového faktoru je průměr ze získaných hodnot pro jednotlivé nastavované momenty (Rovnice (7.3)).

Nastavovaná hodnota momentu na momentovém klíči	Hodnota momentu na měřícím momentovém adaptéru			
[Nm]	[Nm]			
	1. měření	2. měření	3. měření	průměrná hodnota
10	179,2	178,6	179,5	179,1
11	195,5	194,3	196,4	195,4

Tabulka 7.4: Naměřené hodnoty momentu pro ověření převodového faktoru.

$$i_{M_{10}} = \frac{M_{vystup_{10}}}{M_{vstup_{10}}} = \frac{179,1}{10} = 17,91 \quad (7.1)$$

$$i_{M_{11}} = \frac{M_{vystup_{11}}}{M_{vstup_{11}}} = \frac{195,4}{11} = 17,76 \quad (7.2)$$

$$i_M = \frac{i_{M_{10}} + i_{M_{11}}}{2} = \frac{17,91 + 17,76}{2} \doteq 17,8 \quad (7.3)$$

Výrobce udává hodnotu převodového faktoru 16,7 [31]. Tato hodnota může kolísat vlivem teploty, prostředí atd. Skutečný převodový faktor na měřené převodovce byl naměřen přibližně 17,8. Naměřené hodnoty byly získány při teplotě okolí přibližně 20 °C.

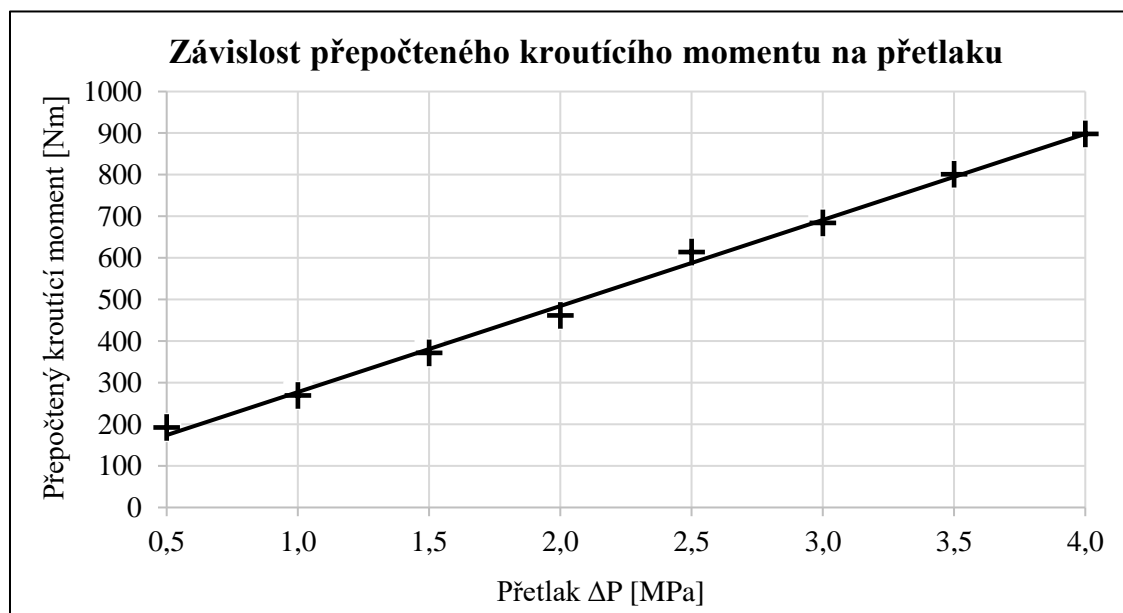
## 7.5 Výsledky měření

Jednotlivé naměřené hodnoty krouticího momentu na hřídeli převodovky byly zprůměrovány a dle již zmíněného změřeného převodového faktoru přepočteny na krouticí moment na hřídeli uzavírací klapky (Tabulka 7.5).

Zatížení přetlakem	Zprůměrovaná hodnota naměřeného krouticího momentu	Krouticí moment na hřídeli armatury
[MPa]	[Nm]	[Nm]
0,5	10,8	191,8
1,0	15,1	269,0
1,5	20,8	371,0
2,0	25,9	461,4
2,5	34,5	613,5
3,0	38,4	683,7
3,5	45,0	800,4
4,0	50,4	897,9

Tabulka 7.5: Výsledná data z měření.

Získané přepočtené hodnoty otevíracího krouticího momentu prakticky lineárně narůstají se zvyšujícím se přetlakem, což dokazuje Obrázek 7.4.



Obrázek 7.4: Závislost přepočteného krouticího momentu na přetlaku.

Výsledná data z měření jsou zatížena určitou chybou, která vzniká jak při nastavování tlaku kapaliny na deformačních tlakoměrech, tak přímo na adaptéru měřící kroutící moment. Veškeré zmíněné měřící přístroje byly pro měření zkaličkovány společností M&B Calibr, spol. s r.o. Všechny kalibrační listy těchto měřidel lze nalézt v příloze A až F. Jak již bylo zmíněno, i samotná šneková převodovka má určité ztráty a jejich velikost závisí hlavně na čase používání [31]. Základní údaje z kalibračních listů uvádí Tabulka 7.6 zobrazující měřící rozsahy jednotlivých měřidel, i jejich přesnost udávanou výrobcem. Z přiložených kalibračních listů je patrné, že všechna měřidla vyhověla přesnosti udávané výrobcem.

Deformační tlakoměry byly použity na tlakovací stoličce, jak uvádí Obrázek 7.2. Tlakoměr s menším měřícím rozsahem byl umístěn do levé pozice tlakového okruhu s odpojícím jehlovým ventilem, který byl v případě vyššího zatížení uzavřen, aby nedošlo k poškození tlakoměru. Nastavený tlak byl poté již kontrolován pouze deformačním tlakoměrem s vyšším měřícím rozsahem. Tlakoměry byly během měření i zaměňovány, aby nastavovaný tlak byl přibližně v prostřední hranici jejich měřícího rozsahu, jelikož zde měřidlo dosahuje nejvyšší přesnosti.

Použitá měřidla	Měřící rozsah	Přesnost měřidla	Kalibrační list číslo
Deformační tlakoměr	0 ÷ 25 MPa	±1,6 %	195K4000 (viz příloha A)
Deformační tlakoměr	0 ÷ 4 MPa	±1 %	195K4003 (viz příloha B)
Deformační tlakoměr	0 ÷ 1,6 MPa	±1 %	195K4004 (viz příloha C)
Momentový adaptér	0 ÷ 200 Nm	±4 %	KL2002K1828 KL1912K1619, (viz příloha D, E)
Momentový klíč	10 ÷ 50 Nm	±4 %	KL2001K2954 (viz. příloha F)

Tabulka 7.6: Základní údaje o použitých měřících přístrojích.

## 8 Porovnání získaných hodnot

Jak již bylo zmíněno, tak měření i analytický výpočet byl proveden na uzavírací klapce DN 200 PN 16 v zatížení od 0,5 MPa do 4 MPa. Získané hodnoty analytickým výpočtem dosahují téměř v každém zatížení vyšší hodnoty než hodnoty naměřené a přepočtené. Tabulka 8.1 ukazuje absolutní rozdíl mezi získanými hodnotami včetně procentuální chyby (počítaná z maximální hodnoty), která nepřesahuje 10 %. Maximálního rozdílu bylo dosaženo při zatížení 2,0 MPa. Chyba může být způsobena nepřesností při měření.

Zvolená kyvná převodovka GS 63.3 pro měření by dle dat výrobce mohla být použita i pro reálnou aplikaci na armaturu. Pokud by však uzavírací klapka měla pracovat nepřetržitě v zátěžném prostředí okolo 4 až 5 MPa tlakového média (platí pro tlakové řady vyšší než PN 16), rozhodně by měla být zvažována možnost použití vyšší řady šnekové převodovky. Mohlo by totiž dojít k přetěžování převodovky a tím i ke snížení počtu cyklů udávaných výrobcem.

Zatížení přetlakem	Hodnota otevíracího momentu z analytického výpočtu	Naměřený a přepočtený otevírací točivý moment	Absolutní rozdíl hodnot	Procentuální chyba
[MPa]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
0,5	179,5	191,8	12,3	6,4
1,0	285,0	269,0	16,0	5,6
1,5	390,5	371,0	19,5	5,0
2,0	495,9	461,4	34,5	7,0
2,5	601,4	613,5	12,1	2,0
3,0	706,9	683,7	23,2	3,3
3,5	812,3	800,4	11,9	1,5
4,0	917,8	897,9	19,9	2,2

Tabulka 8.1: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot otevíracího momentu.

Aby bylo možné získané hodnoty momentů porovnat s armaturami vyskytujícími se na trhu, tak byl proveden průzkum katalogů jednotlivých výrobců. Většina společností hodnoty momentů neuvádí, jelikož jsou klapky obvykle dodávány s přípojevacími konzolami, které již dle ČSN EN ISO 5211 [11] mají předepsanou maximální hodnotu kroutícího momentu. Předpokládá se tedy, že i včetně určité bezpečnosti při maximálním zatížení klapky, nebude maximální hodnoty otevíracího momentu dosaženo. Pro uzavírací klapky řady Vanessa, které jsou ve vlastnictví obchodní jednotky Emerson Automation Solutions společnosti Emerson Electric Co, výrobce uvádí přibližné hodnoty otevíracího momentu. V katalogu výrobce [32] jsou pro armatury Vanessa Series 30,000 v provedení třikrát vyoseného disku uvedeny momenty pro různé tlakové řady  $\Delta P_{\max}$  12,5 bar, 25 bar, 50 bar, 110 bar a 160 bar. Pro porovnání získaných momentů lze přibližně uvažovat první tři tlakové řady (viz Tabulka 8.2).

Tlaková řada	Hodnota z katalogu výrobce pro klapky Vanessa	Hodnota naměřená a přepočtená	Hodnota analyticky vypočtená
[bar]	[Nm]	[Nm]	[Nm]
12,5	525	329,2*	337,7
25	607	613,5	601,4
50	1053	1105,1*	1128,8

\*Hodnoty dopočítány z lineární grafické závislosti (Obrázek 7.4)

Tabulka 8.2: Porovnání hodnot momentu s katalogem výrobce [32]

Nejmenší rozdíl hodnot je patrný pro tlakovou řadu  $\Delta P_{\max} = 25$  bar. V poznámkách katalogu výrobce [32] je uvedeno, že pro všechny zmiňované hodnoty jsou zahrnuty bezpečnostní faktory. Výrobce však neudává žádnou hodnotu bezpečnostního faktoru, ani příklad jeho výpočtu. Z analytického výpočtu provedeného podle vzorců uvedených v kapitole 6.3 je patrné, že vypočtené hodnoty částečně převyšují hodnoty katalogové, což může být způsobeno i tím, že není v samotných výpočtech uvažováno s deformací jednotlivých dílů (průhyb hřídele, otláčení sedlové plochy atd).

# ZÁVĚR

Cílem práce bylo nalézt a ověřit výpočetní vztahy pro získání kroutících momentů při otevírání armatury. Následné použití vztahů bylo příkladně demonstrováno na uzavírací klapce DN 200 tlakové řady PN 16 včetně normovaného výpočtu stlačení talířové pružiny, které úzce souvisí s momentem vyvinutým v ucpávkovém těsnění hřídele. Rovnice pro získání momentu způsobeného vyosením disku byla ověřena dynamickou analýzou v softwaru Inventor, jejíž výsledek je prakticky shodný s analytickou hodnotou.

Analytický výpočet byl proveden pro zatížení armatury v rozsahu od 0,5 do 4 MPa. Praktické měření bylo provedeno na stejné armatuře jako analytický výpočet, aby bylo možné tyto hodnoty porovnat. Experimentální měření kroutícího momentu bylo provedeno ve společnosti MPR Valves s.r.o.. Pro měření byla použita převodovka, na jejížm vstupním hřídeli byl měřen točivý moment. Obdržená data byla přepočtena přes převodový faktor na výstupní hodnotu momentu převodovky. Uvedená hodnota převodového faktoru od výrobce byla ověřena praktickým měřením a bylo zjištěno, že skutečná hodnota je vyšší o 7 %. Získaná data momentů, jak z analytického výpočtu, tak z experimentálního měření, byla mezi sebou porovnána a bylo zjištěno, že procentuální odchylka nepřesahuje 10 %.

Pro porovnání s armaturami na trhu byla z katalogu jiného výrobce (uzavírací klapky řady Vanessa - společnosti Emerson) převzata data otevíracích momentů, jejichž hodnoty se liší s vypočtenými, naměřenými a přepočtenými hodnotami pouze minimálně. Zvolená testovací kyvná převodovka pro měření by byla aplikačně vhodná pro měřenou armaturu vzhledem k dovoleným hodnotám kroutícího momentu uvedených výrobcem převodovky. Aby bylo možné výpočetní vztahy prohlásit za aplikovatelné, budou nyní probíhat ve společnosti MPR Valves s.r.o. série měření pro různé světlosti uzavíracích klappek. Na základě obdržených dat budou optimalizovány používané převodovky i pohony pro budoucí zákazníky.

# SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Veličina	Jednotka
$C_v$	Průtokový součinitel	[US Gallon/min]
$C_{vs}$	Jmenovitý průtokový součinitel	[US Gallon/min]
$C_t$	Dynamický koeficient	[-]
$C_{sc}$	Sedlový koeficient závislý na tvaru disku	[-]
$C_{sp}$	Sedlový koeficient závislý na tlaku	[-]
$d$	Průměr hřídele	[m]
$d_{pod}$	Vnitřní průměr podložky	[m]
$d_s$	Průměr závrtného šroubu ucpávky	[m]
$D_d$	Průměr disku	[m]
$D_e$	Vnější průměr pružiny	[m]
$D_i$	Vnitřní průměr pružiny	[m]
$D_{pod}$	Vnější průměr podložky	[m]
$f_b$	Součinitel tření v ložiscích	[-]
$f_p$	Součinitel tření v ucpávce	[-]
$F_{gd}$	Tíhová síla hřídele	[N]
$F_{gh}$	Tíhová síla sestavy disku	[N]
$F_{ges}$	Zatížení sady s ohledem na průhyb	[N]
$F_{lozs}$	Reakční síla spodního ložiska	[N]
$F_{lozv}$	Reakční síla vrchního ložiska	[N]
$F_{np}$	Normálová síla v ucpávce	[N]
$F_p$	Tlaková síla	[N]
$F_{pod}$	Síla na podložku	[N]
$F_{sad}$	Síla na jednu sadu pružin	[N]
$F_{tloz}$	Třecí síla ložiska	[N]
$F_{tp}$	Třecí síla v ucpávce	[N]
$g$	Tíhové zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$h_0$	Vnitřní výška talíře pružiny	[m]
$H_p$	Výška ucpávky	[m]
$i$	Počet pružin skládaných v sadě	[-]

$i_M$	Převodový faktor	[-]
$i_{M_{10}}$	Převodový faktor pro vstupní moment 10 N·m	[-]
$i_{M_{11}}$	Převodový faktor pro vstupní moment 11 N·m	[-]
$k$	Tuhost pružiny	[N/m]
$k_p$	Bezpečnost vůči dosažení potřebné síly	[-]
$K$	Součinitel utahovacího momentu	[-]
$K_1$	První faktor průhybu	[-]
$K_2$	Druhý faktor průhybu	[-]
$K_3$	Třetí faktor průhybu	[-]
$K_4$	Čtvrtý faktor průhybu	[-]
$K_v$	Průtokový součinitel	[m <sup>3</sup> /h]
$K_{vs}$	Jmenovitý průtokový součinitel	[m <sup>3</sup> /h]
$l_0$	Výška talíře pružiny	[m]
$L_0$	Celková výška sady v nezátíženém stavu	[m]
$m_d$	Hmotnost sestavy disku	[kg]
$m_h$	Hmotnost hřídele	[kg]
$M_d$	Dynamický točivý moment	[N·m]
$M_e$	Moment způsobený vyosením disku	[N·m]
$M_{loz}$	Točivý moment ložiska	[N·m]
$M_{mat}$	Moment vyvinutý pro dotažení matic	[N·m]
$M_p$	Točivý moment ucpávky	[N·m]
$M_{ot}$	Celkový otevírací moment	[N·m]
$M_s$	Točivý moment sedla	[N·m]
$M_{uz}$	Celkový uzavírací moment	[N·m]
$M_{vystup_{10}}$	Výstupní moment pro 10 N·m	[N·m]
$M_{vystup_{11}}$	Výstupní moment pro 11 N·m	[N·m]
$M_{vstup_{10}}$	Vstupní moment pro 10 N·m	[N·m]
$M_{vstup_{11}}$	Vstupní moment pro 11 N·m	[N·m]
$n$	Počet pružin skládaných paralelně	[-]
$\Delta p$	Naměřená statická tlaková ztráta na armatuře	[Pa]
$\Delta p_{K_v}$	Statická tlaková ztráta přes armaturu	[Pa]
$\Delta P$	Aktuální přetlak v potrubí	[Pa]
$\Delta P_{max}$	Maximální přetlak v potrubí	[Pa]



$\Delta P_m$	Měrný tlak na ucpávku	[Pa]
$Q$	Průtok média armaturou	[m <sup>3</sup> /h]
$s$	Stlačení pružiny	[m]
$s_{ges}$	Průhyb pružin vlivem zatížení	[m]
$S_d$	Plocha disku	[m <sup>2</sup> ]
$S_p$	Plocha ucpávky	[m <sup>2</sup> ]
$S_{pod}$	Plocha podložky	[m <sup>2</sup> ]
$t$	Tloušťka materiálu pružiny	[m]
$\delta$	Poměr průměrů pružiny	[-]
$\varepsilon_1$	Vyosení disku ve směru osy x	[m]
$\varepsilon_2$	Vyosení disku ve směru osy z	[m]
$\varepsilon_3$	Úhel vyosení disku	[rad]
$\varepsilon_4$	Vyosení disku měnící tvar disku	[m]
$\mu$	Poissonovo číslo	[-]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho$	Hustota média (proudící tekutiny)	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_w$	Hustota vody	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	Poměrový koeficient měrného tlaku	[-]
$\varphi$	Úhel natočení disku	[°]

<b>Zkratka</b>	<b>Popis</b>
CFD	Computational Fluid Dynamics - výpočetní dynamika tekutin
CTF	Centre to Face - stavební natočení armatur
ČSN	Česká technická norma
DN	Diametral Nominal - světlost potrubí
DIN	Německá národní norma
EN	Evropská norma
FTF	Face to Face - stavební délka armatury
ISO	Mezinárodní norma
NDT	Non-Destructive Testing - nedestruktivní zkoušky
PN	Pressure Nominal - nominální tlak
PTFE	Polytetrafluorethylen - telfon

# SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *MPR Valves: KINEVA - POWER PLANTS* [online]. Brno: MPR Valves [cit. 2020- 1-02]. Dostupné z: <https://www.mprvalves.cz/reference/kineva-power-plants>
- [2] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, 2002. ISBN 80-733-3000-8.
- [3] DOUBRAVA, Jiří a Vlastimil DYTRT. *Regulační armatury 4. doplněné a upravené vydání* [online]. 4. vyd. Česká Třebová: LDM, spol. s r.o., 2006 [cit. 2020-03- 1]. Dostupné z: [http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125esb1,125esbb/soubory/ldm\\_sbornik2006.pdf](http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125esb1,125esbb/soubory/ldm_sbornik2006.pdf)
- [4] ČSN EN 60534-1. *Regulační armatury pro průmyslové procesy - Část 1: Terminologie pro regulační armatury a všeobecné požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 2006, 16s.
- [5] ČSN EN 1267. *Průmyslové armatury - Měření průtokových ztrát s použitím vody jako zkušební tekutiny*. 2012. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012, 32 s.
- [6] *KINEVA: Uzavírací klapky 4x excentrická* [online]. Brno: MPR Valves, [2018] [cit. 2020-01-02]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/34846729-Uzaviraci-klapky-4x-excentricka-dn65-az-2500-pn2-5-azpn160-class-150-az-class-900.html>
- [7] BOSSERMAN, Bayard E., Ali AMZAD a Irving M. SCHURAYTZ. *Butterfly valves: torque, head loss, and cavitation analysis*. 2nd ed. Denver, CO: American Water Works Association, c2012. ISBN 978-1-58321-879-2.
- [8] ČSN EN ISO 6708. *Potrubní části - Definice a výběr jmenovitých světlostí - DN*. Praha: Český normalizační institut, 1995, 8 s.
- [9] ČSN 13 0010. *Potrubí a armatury. Jmenovité tlaky a pracovní přetlaky*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství norem, 1990, 24 s.
- [10] ČSN EN 593. *Průmyslové armatury - Kovové uzavírací motýlové klapky pro všeobecné použití*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018, 40 s.
- [11] ČSN EN ISO 5211. *Průmyslové armatury - Připojení částečně otočných pohonů*. 2nd ed. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017, 40 s.

- [12] ČSN EN 558. Průmyslové armatury - Stavební délky FTF a CTF kovových armatur pro použití v potrubních systémech spojovaných přírubami - Armatury označované PN a Class. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017, 36 s.
- [13] ČSN EN 1092-1. *Příruby a přírubové spoje - Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství, s označením PN - Část 1: Příruby z oceli.* Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018, 152 s.
- [14] *Quadruple-Eccentric Structure Butterfly Valve: T037-15F BT-FX* [online]. Osaka: Kurimoto, 2015 [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: [http://www.kurimoto.co.jp/worldwide/en/campaign/valve-techinfo/pdf/03\\_quadruple.pdf](http://www.kurimoto.co.jp/worldwide/en/campaign/valve-techinfo/pdf/03_quadruple.pdf)
- [15] VLACH, Radek. Ekvivalence silových soustav a statická rovnováha tělesa [přednáška]. Brno: Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně. In: Slideplayer.cz [online]. [cit. 2020-02-02]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/2006654/>
- [16] Engineering ToolBox. *Friction and Friction Coefficients* [online]. 2004 [cit. 2020-03-02]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d\\_778.html](https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html)
- [17] *ConVERTER: Součinitel smykového tření* [online]. Holešov: Jiří Burša, c2002 [cit. 2020-02-02]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [18] VLACH, Radek. Základní grafické konstrukce [přednáška]. Brno: Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně. In: Slideplayer.cz [online]. [cit. 2020-02-02]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/5251569/>
- [19] *Temac: sealing solutions* [online]. Zvěřínek: Noesis [cit. 2020-03-02]. Dostupné z: <https://www.temac.cz/produkt.aspx?pid=55>
- [20] Všeobecný montážní návod pro ucpávky TEMAPACK. In: *Temac: sealing solutions* [online]. Zvěřínek: Noesis [cit. 2020-03-02]. Dostupné z: <https://www.temac.cz/data/technicka-podpora/montazni-navody/Montazni-navod-ucpavky-CJ.pdf>

- [21] Valve Performance Analysis: Double Offset Butterfly Valve DN300.  
In: *SimulationHub* [online]. India: Centre for Computational Technologies, c2015-2020 [cit. 2020-04-10]. Dostupné z:  
[https://webapp.simulationhub.com/control\\_valve\\_performer/iJ7\\_cOi/results/report?public=true](https://webapp.simulationhub.com/control_valve_performer/iJ7_cOi/results/report?public=true)
  
- [22] Valve Performance Analysis: TripleOffset Butterfly Valve DN400.  
In: *SimulationHub* [online]. Indie: Centre for Computational Technologies, c2015-2020 [cit. 2020-04-10]. Dostupné z:  
[https://webapp.simulationhub.com/control\\_valve\\_performer/a4Mcskb/results/report?public=true](https://webapp.simulationhub.com/control_valve_performer/a4Mcskb/results/report?public=true)
  
- [23] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Vydání šesté. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
  
- [24] ČSN EN 16983. *Talířové pružiny - Specifikace kvality - Rozměry*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
  
- [25] Všeobecný montážní návod pro dynamické ucpávky. In: *DIMER* [online]. Zlín: DIMER, spol. s r.o., c2001-2019 [cit. 2020-03-25]. Dostupné z:  
<https://www.dimer.cz/tesneni/files/33/cz/6-Montazni%20navod%20-%20ucpavky02-cj.pdf>
  
- [26] ČSN EN 16984. *Talířové pružiny - Výpočet*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
  
- [27] ČSN EN 12266-1. *Průmyslové armatury - Zkoušení kovových armatur - Část 1: Tlakové zkoušky, postupy zkoušek a přejímací kritéria - Závazné požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
  
- [28] *REMS Push* [online]. Waiblingen: REMS GmbH & Co, 2020 [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://www.rems.de/kataloge/ces/sections/REMS-Push.pdf>
  
- [29] *KGF hydraulika* [online]. Brno: KGF hydraulika, c2019 [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: [https://www.hydraulika-kgf.cz/images/KGF\\_Katalog\\_PJ\\_PD\\_PDN\\_serie\\_cerpadla.pdf](https://www.hydraulika-kgf.cz/images/KGF_Katalog_PJ_PD_PDN_serie_cerpadla.pdf)
  
- [30] *REMS Push: Návod k použití* [online]. Waiblingen: REMS GmbH & Co, 2020 [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://www.rems.de/batv/ba%5Cpush/BA%20Push%20-%20Stand%202015-07ia.pdf>

- [31] *Gearboxes: Technical documentation 2020 (Y005.600/003/en/1.20)* [online]. Müllheim: AUMA, 2020 [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: [https://www.auma.com/index.php?eID=ix\\_product\\_ajax&action=download&fileUID=9701.Y005.600/003/en/1.20](https://www.auma.com/index.php?eID=ix_product_ajax&action=download&fileUID=9701.Y005.600/003/en/1.20).
- [32] *Vanessa: Series 30,000 Rotary Process Valve* [online]. Italy: Emerson [cit. 2020-03-02]. Dostupné z: <http://www.midcoonline.com/Web/Data/Manuals/VANLT-0001-EN.PDF>

# SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 0.1: Finální podoba uzavírací klapky s elektrickým pohonem určená pro expedici [1].....	11
Obrázek 1.1: Obecný tvar závislosti průtokového součinitele na úhlu natočení disku, převzato a upraveno od výrobce MPR Valves s.r.o. s využitím [7].....	13
Obrázek 2.1: Popis základních skupin uzavírací klapky, převzato z [1] a upraveno. ....	14
Obrázek 2.2: Schéma uzavírací klapky s jednotlivými pozicemi v provedení Wafer. ...	18
Obrázek 3.1: Symetricky ustavený disk, inspirováno dle [14]. ....	19
Obrázek 3.2: Jedenkrát vyosený disk, inspirováno dle [14]. ....	20
Obrázek 3.3: Dvakrát vyosený disk, inspirováno dle [14].....	21
Obrázek 3.4: Tříkrát vyosený disk, inspirováno dle [14].....	21
Obrázek 3.5: Čtyřikrát vyosený disk, inspirováno dle [14]. ....	22
Obrázek 4.1: Klapka v provedení Wafer uchycena k potrubí (vizualizace). ....	24
Obrázek 4.2: Klapka v provedení Lug uchycena k potrubí (vizualizace).....	25
Obrázek 4.3: Klapka v provedení Butt welded ends uchycena k potrubí (vizualizace)..	26
Obrázek 4.4: Klapka v provedení Double flange uchycena k potrubí (vizualizace).....	27
Obrázek 5.1: Schéma celkového zatížení při otevírání klapky. ....	28
Obrázek 5.2: Schéma celkového zatížení při uzavírání klapky. ....	28
Obrázek 5.3: Pohled na zatíženou uzavírací klapku v řezu shora. ....	29
Obrázek 5.4: Nahrazení spojitého tlakového zatížení jedinou silou. ....	30
Obrázek 5.5: Posun síly k ose otáčení - vznik excentrického momentu. ....	30
Obrázek 5.6: Zatížená klapka včetně reakčních sil. ....	32
Obrázek 5.7: Nahrazení třecí síly třecím momentem.....	32
Obrázek 5.8: Složení ucpávkového těsnění.....	33
Obrázek 5.9: Detail zatížení ucpávky. ....	34
Obrázek 5.10: Detail těsnění disku. ....	35
Obrázek 5.11: Příklad závislosti procentní hodnoty tlakové ztráty na úhlu natočení. ....	36
Obrázek 5.12: Závislost dynamického koeficientu na úhlu natočení, převzato a upraveno z [21] [22]. ....	37
Obrázek 6.1: Armatura v dynamické analýze s vyobrazeným vektorem momentu.....	43
Obrázek 6.2: Závislost excentrického momentu na úhlu natočení disku. ....	44
Obrázek 6.3: Závislost točivého momentu na úhlu natočení disku,.....	46
Obrázek 7.1: Popis měřené uzavírací klapky. ....	48
Obrázek 7.2: Schéma hydraulicko-pneumatické tlakovací stolice, využito [30]. ....	50
Obrázek 7.3: Popis měření převodového faktoru šnekové převodovky.....	52
Obrázek 7.4: Závislost přepočteného kroutícího momentu na přetlaku.....	54

# SEZNAM TABULEK

Tabulka 1.1: Hodnoty jmenovitého průtoku v závislosti na světlosti armatury (pro čtyř excentrické uzavírací klapky) [6].....	13
Tabulka 2.1: Kusovník použitých dílů na uzavírací klapce.....	17
Tabulka 4.1: Nejpoužívanější stavební délky – FTF, převzato a upraveno z [12]. ....	23
Tabulka 5.1: Příklad hodnot dynamického koeficientu ze simulationHub [21] [22]. ....	37
Tabulka 6.1: Základní data použité armatury včetně koeficientů.....	38
Tabulka 6.2: Základní parametry počítané talířové pružiny [24]. ....	39
Tabulka 6.3: Nejpoužívanější sady pro stlačení ucpávky.....	41
Tabulka 6.4: Vypočtené hodnoty momentů při různém zatížení.....	45
Tabulka 7.1: Technická data použitých tlakovacích zařízení [28] [29].....	49
Tabulka 7.2: Naměřených hodnot kroutícího momentu. ....	51
Tabulka 7.3: Základní parametry šnekové převodovky GS63.3 [31].....	51
Tabulka 7.4: Naměřené hodnoty momentu pro ověření převodového faktoru.....	53
Tabulka 7.5: Výsledná data z měření.....	54
Tabulka 7.6: Základní údaje o použitých měřicích přístrojích. ....	55
Tabulka 8.1: Tabulka naměřených a vypočtených hodnot otevíracího momentu. ....	56
Tabulka 8.2: Porovnání hodnot momentu s katalogem výrobce [32].....	57

## SEZNAM PŘÍLOH

- A Kalibrační list č.195K4000 – deformační tlakoměr (měřicí rozsah  $0 \div 25$  MPa)
- B Kalibrační list č.195K4003 – deformační tlakoměr (měřicí rozsah  $0 \div 4$  MPa)
- C Kalibrační list č.195K4004 – deformační tlakoměr (měřicí rozsah  $0 \div 1,6$  MPa)
- D Kalibrační list č. KL2002K1828 – momentový adaptér (kalib. rozsah  $5 \div 50$  Nm)
- E Kalibrační list č. KL1912K1619 – momentový adaptér (kalib. rozsah  $40 \div 200$  Nm)
- F Kalibrační list č. KL2001K2954 – momentový klíč (kalib. rozsah  $10 \div 50$  Nm)
- G Technicko-materiálový výkres (DN200\_PN16\_LUG\_D\_FTF108\_GB)